

# **Analysemethode zur Beurteilung des ungleichförmigen Bremsscheiben- verschleißes an Pkw-Scheibenbremsen**

Dem Fachbereich Maschinenbau

an der

Technischen Universität Darmstadt

zur

Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigte

## **D i s s e r t a t i o n**

vorgelegt von

**Dipl.-Ing. Marcus Schumann**

aus Wiesbaden-Sonnenberg

Berichterstatter: Prof. Dr. rer. nat. Hermann Winner

Mitberichterstatter: Prof. Dr.-Ing. Holger Hanselka

Tag der Einreichung: 25.08.2006

Tag der mündlichen Prüfung: 21.11.2006

## Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Fahrzeugtechnik (FZD) der Technischen Universität Darmstadt.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr. rer. nat. Hermann Winner, dem Leiter des Fachgebiets Fahrzeugtechnik, für die wissenschaftliche Betreuung meiner Arbeit. Die kritischen fachlichen Diskussionen mit ihm gaben mir viele Anregungen und Motivation, was sehr zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen hat. Die von ihm gewährten Freiheiten und die damit mögliche selbstbestimmte Arbeitsweise genoss ich sehr.

Ich danke sehr herzlich Herrn Prof. em. Dr.-Ing. Bert Breuer, dem ehemaligen Leiter des Fachgebiets Fahrzeugtechnik, der mich als eine seiner letzten Amtshandlungen kurz vor seiner Emeritierung im Jahre 2001 eingestellt hat. Als Emeritus war er am Fachgebiet sehr präsent und seine kritischen Fragen und Hinweise in den Doktorandenseminaren haben wertvolle Impulse für diese Arbeit gegeben.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Holger Hanselka, Leiter des Fachgebiets Systemzuverlässigkeit und Maschinenakustik, danke ich für die freundliche Übernahme des Koreferats.

Der Firma Continental Automotive Systems in Frankfurt danke ich sehr herzlich für die Finanzierung meines Forschungsprojekts. Ich danke Dr. Hans Olms für die fachliche Begleitung seitens des Projektpartners und die angenehme Zusammenarbeit, Martin Semsch, der das Forschungsprojekt maßgeblich ins Leben gerufen und stets mit Rat und Tat unterstützt hat, Bernd Neitzel für kompetente Hinweise aus der Praxis der Bremsenentwicklung sowie allen Mitarbeitern aus dem statischen und dynamischen Prüffeld, deren Hilfsbereitschaft und Aufgeschlossenheit mich beeindruckt haben.

Stellvertretend für alle Studenten, die mit ihren Studien- oder Diplomarbeiten oder als Hilfwissenschaftler einen erheblichen Beitrag zu dieser Arbeit geleistet haben, danke ich Sven Rückert und Jan Ortlieb, die mich über mehrere Jahre und insbesondere gegen Ende der Arbeit sehr unterstützt haben.

Allen Mitarbeitern von FZD, einschließlich des Sekretariats sowie der mechanischen und elektrotechnischen Werkstatt, danke ich herzlichst für die außergewöhnlich kollegiale Arbeitsatmosphäre, geprägt von großer Menschlichkeit. Ich habe bei FZD viele Freunde gewonnen.

Bei meinen lieben Eltern, die mir meine Ausbildung ermöglicht und meinen Berufsweg stets unterstützt und interessiert begleitet haben, bedanke ich mich mit dieser Arbeit.

Allen mir nahestehenden Menschen danke ich für ihr Verständnis und die Rücksichtnahme während der Erstellung dieser Arbeit.



# Inhaltsverzeichnis

<b>Formelzeichen und Abkürzungen</b>	<b>VIII</b>
<b>Begriffe und Definitionen</b>	<b>X</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Problemdarstellung	1
1.2 Allgemeine Zielsetzung	2
<b>2 Stand der Forschung und Technik</b>	<b>3</b>
2.1 Themenfokus	3
2.2 Der Begriff des Bremsenrubbels	3
2.3 Anregung von Bremsmomenten- und Bremsdruckschwankungen	5
2.3.1 Anregungsmechanismus	5
2.3.2 Einflüsse auf den Anregungsmechanismus	7
2.4 Übertragungsmechanismus	10
2.5 Schädigungsmechanismus	13
2.5.1 Mechanismus der Erzeugung und Glättung von Bremsscheibendickenschwankungen	13
2.5.2 Einflüsse auf den Schädigungsmechanismus	16
<b>3 Forschungsbedarf in Bezug auf den Schädigungsmechanismus</b>	<b>26</b>
3.1 Vorbemerkung	26
3.2 Modelle zur Veränderung der Reibringeometrie	27
3.2.1 Radiale Ausdehnung des Reibringverschleißes	27
3.2.2 Tangentiale Ausdehnung des Reibringverschleißes	29
3.3 DTV als Kennwert für Vergleichsuntersuchungen	30
3.3.1 DTV als Kennwert zum Vergleich von Reibpaarungen	30
3.3.2 DTV als Schwellwert für die Wahrnehmbarkeit von Bremsenkaltrubbels	32
3.4 Modelle zu den Kontaktkräften im unbetätigten Betrieb	34
3.5 Verhalten bei Bremsungen	40
3.6 Fazit zum Forschungsbedarf - Schlussfolgerungen für weitere Untersuchungen:	43
3.6.1 Kennwerte zur Darstellung der Verschleißgeometrie über der Fahrstrecke	43
3.6.2 Einflüsse auf den Scheibenverschleiß – Analyse der Kontaktkräfte und –bereiche	43
3.7 Präzisierung der Aufgabenstellung - Lösungsansatz und Methodik	44
<b>4 Simulation der Kontaktkräfte und -bereiche</b>	<b>46</b>
4.1 Modellbildung und -aufbau	46
4.2 Validierung	48
4.2.1 Validierungsstrategie - Validierung durch Parametervariation	48

4.2.2	Auswahl der für die Validierung zu variierenden Parametern	49
4.2.3	Validierungsexperimente	50
4.2.4	Virtuelle Versuche – Vergleich Messung - Simulation	63
<b>4.3</b>	<b>Parametervariation in der Simulation und Ergebnisse</b>	<b>69</b>
4.3.1	Versuchsplanung – Parametervariation	69
4.3.2	Virtuelle Versuche – Messgrößen und Auswertung	70
4.3.3	Ergebnisse der Parametervariation in der Simulation	71
<b>5</b>	<b>Berechnete Verschleißentwicklungen</b>	<b>76</b>
<b>5.1</b>	<b>Verschleiß-Entwicklungen bei unbetätigter Bremse</b>	<b>76</b>
5.1.1	Beispiel 1: beidseitiger, gleichgroßer Verschleiß auf beiden Reibringseiten nach Modell Engel	76
5.1.2	Beispiel 2: beidseitiger, aber unterschiedlich großer Verschleiß auf beiden Reibringseiten nach Modell Engel	78
5.1.3	Beispiel 3: einseitiger Verschleiß nach Modell Engel	80
5.1.4	Beispiel 4: beidseitiger unterschiedlich großer Verschleiß, nicht parallel zur Rotationsebene	81
5.1.5	Beispiel 5: keine DTV-Erzeugung bei Abtrag des Scheibenschlags	83
<b>5.2</b>	<b>Hypothesen zu Bauteileinflüssen auf den Verschleiß bei unbetätigter Bremse</b>	<b>84</b>
5.2.1	Kennwerte und Experimente zur Hypothesenüberprüfung „Bremse unbetätigt“	86
5.2.2	Vorgehen bei der Überprüfung der Hypothesen „Bremse unbetätigt“	89
<b>5.3</b>	<b>Verschleiß-Entwicklungen bei Bremsbetätigungen und Hypothesen</b>	<b>90</b>
5.3.1	Analyse der DTV-Entwicklung bei Bremsungen	92
5.3.2	Vorgehen bei der Überprüfung der Hypothese „Bremse betätigt“	93
<b>6</b>	<b>Experimentelle Untersuchungen</b>	<b>94</b>
<b>6.1</b>	<b>Messtechnik / Messkonzept</b>	<b>94</b>
6.1.1	Bestimmung des Verschleißes beider Reibringseiten	94
6.1.2	Sensorik zur Vermessung der Scheibengeometrie	96
6.1.3	Messung des Berührwinkels zwischen Belägen und Scheibe (Voruntersuchungen)	97
<b>6.2</b>	<b>Prüfobjekt, Prüfstand</b>	<b>98</b>
<b>6.3</b>	<b>Versuchsgestaltung</b>	<b>98</b>
6.3.1	Unterscheidung der Betriebszustände betätigte und unbetätigte Bremse	98
6.3.2	Aufbau der Versuche	100
<b>6.4</b>	<b>V Versuchsergebnisse – Verschleißentwicklungen nach der Theorie und im Experiment</b>	<b>101</b>
6.4.1	Bestimmung des Maximalwerts des Verschleißes pro Zyklus $\Delta V_z$	101
6.4.2	Ergebnisse der Kontaktmessung	104
6.4.3	Überblick über die Verschleißkennwerte	105
6.4.4	Hypothesenüberprüfung – Unbetätigte Bremse	106
6.4.5	Diskussion und Schlussfolgerungen – Bremse unbetätigt	111

6.4.6	Ergebnisse zur Verschleißentwicklung bei Bremsungen	113
6.4.7	Diskussion und Schlussfolgerungen – Bremse betätigt	115
6.4.8	Ergebnisse zu den Kennwerten über der Fahrstrecke	117
6.4.9	Diskussion und Schlussfolgerungen – Kennwerte über der Fahrstrecke	119
<b>7</b>	<b>Gültigkeit, Übertragbarkeit und Reproduzierbarkeit der Ergebnisse</b>	<b>120</b>
<b>8</b>	<b>Empfehlungen für die Radbremsen-Entwicklung</b>	<b>122</b>
8.1	Empfehlungen zur Mess- und Auswertetechnik	122
8.2	Empfehlungen zur Verbesserung der Verschleißprognose auf Basis der Simulation der Kontaktkräfte	123
8.3	Empfehlungen zu Verschleißprüfungen	123
<b>9</b>	<b>Fazit und Ausblick</b>	<b>125</b>
<b>10</b>	<b>Zusammenfassung</b>	<b>127</b>
<b>11</b>	<b>Anhang</b>	<b>130</b>
11.1	In der Simulation variierte Sattelparameter mit Wertestufen	130
11.2	Parameterauswahl für die Dauerlaufexperimente	131
11.3	Daten zur Messtechnik	132
11.4	Haupteffekte auf die Kontaktwinkel (Simulation)	133
11.5	Gleichzeitige Effekte auf die Kontaktkräfte und –winkel	134
11.6	Fehlerbetrachtung zur Scheibentemperatur	135
11.7	Versuche 2 und 3, Kennwerte über der Fahrstrecke	136
11.8	Abschätzung Verschleiß bei unbetätigter Bremse in den Abschnitten „Bremse betätigt“	137
<b>12</b>	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>138</b>

## Formelzeichen und Abkürzungen

### Lateinische Buchstaben

Zeichen	Einheit	Bezeichnung
$a$	$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$	Beschleunigung
$A$	$\text{mm}^2$	Fläche
$c$	$\frac{\text{N}}{\text{m}}$	Steifigkeit
$d, D$	$\text{mm}$	Dicke
$E$	$\text{Nm, Joule}$	Energie
$E$	$\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Elastizitätsmodul
$F$	$\text{N}$	Kraft
$h$	$\text{m}$	Höhe
$m$	$\text{kg}$	Masse
$L$	$\text{m}$	lokales Lüftspiel
$M$	$\text{Nm}$	Drehmoment
$n$	$\frac{1}{\text{s}}$	Drehzahl
$p_B$	$\text{bar}$	Bremsdruck
$p$	$\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Flächenpressung
$P$	$\text{Watt}$	Leistung
$r$	$\text{m}$	Radius
$s$	$\text{m}$	Weg, Strecke
$S$	$\mu\text{m}$	Scheibenseitenschlag Spitzenwert (Schlagwert)
$T$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatur
$v$	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	Geschwindigkeit
$V$	$\mu\text{m}$	Verschleiß

## Griechische Buchstaben

Zeichen	Einheit	Bezeichnung
$\alpha$	°, rad	Winkel
$\beta$	°, rad	Winkel
$\Delta$	diverse	Differenz, Änderung
$\varphi$	°, rad	Drehwinkel
$\mu$	./.	Reibbeiwert
$\theta$	kgm <sup>2</sup>	Massenträgheitsmoment
$\omega$	$\frac{1}{s}$	Winkelgeschwindigkeit

## Indizes

Zeichen	Bezeichnung
$0$	nullstellung, Startposition
$a$	außen
$B$	Bremsung
$bet$	Betätigung, betätigt
$eff$	effektiv
$gleit$	gleitend
$haft$	Haftung, haftend
$i$	innen
$K$	Kontakt
$max$	maximal
$mess$	gemessen, Messung
$min$	minimal
$N$	normal
$rad$	Radiant
$red$	reduziert
$reib$	Reibung
$rel$	relativ
$res$	Rest, residual
$rm$	auf den mittleren Reibradius bezogen
$sim$	simuliert, Simulation
$sp$	Spannen
$unbet, U$	unbetätigt
$Z$	Zyklus

## Abkürzungen

Abkürzung	Bezeichnung
$DTV$	Disc thickness variation, Bremsscheibendickenschwankung
$LRO$	Lateral run out, Scheibenseitenschlag
$KS$	Kolbenseite
$FS$	Faustseite
$E$	Einlauf
$A$	Auslauf



## Begriffe und Definitionen

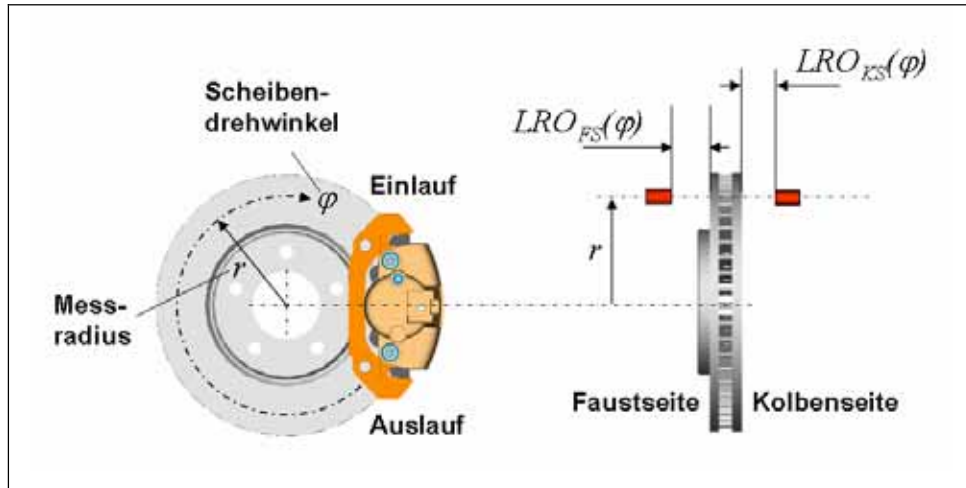


Abbildung 1-1: Begriffe und Größen an der Radbremse

Auf dem **Messradius**  $r$  über dem **Scheibendrehwinkel**  $\varphi$  wird der **axiale Scheibenschlag je Scheibenseite**  $LRO_{FS}(\varphi)$  und  $LRO_{KS}(\varphi)$  (aus dem Englischen lateral run out) gemessen. Weiterhin dargestellt zur Kenntlichmachung der Position in Umfangsrichtung im Bereich des Bremsstells und -halters: **Einlauf**- und **Auslauf**position bzw. -richtung.

Der **axiale Scheibenschlag**  $LRO(\varphi)$  führt zu einem sinusförmigen Verlauf über dem Drehwinkel  $\varphi$  (Abbildung 1-3), wenn die konstant dicke Bremsscheibe bei ihrer Drehung um die Rotationsachse aufgrund eines Winkels  $\alpha$  zwischen der Rotations- und ihrer Symmetrieachse taumelt.

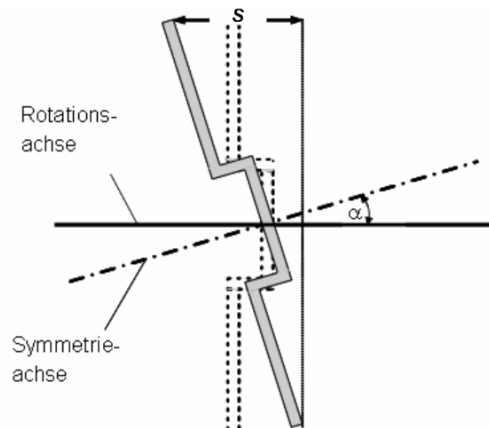


Abbildung 1-2: Taumelwinkel  $\alpha$  und Schlagwert  $S$

Die Differenz zwischen dem Minimum und dem Maximum von  $LRO(\varphi)$  wird als **Schlagwert S** bezeichnet.

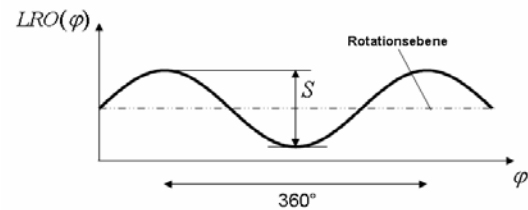


Abbildung 1-3: Sinusförmiger Schlagverlauf

Der **Verlauf der Scheibendicke über dem Scheibendrehwinkel  $D(\varphi)$**  errechnet sich aus der negativen Summe der gemessenen Schlagverläufe zweier gegenüberliegender auf eine Achse liegender Wegsensoren (Abbildung 1-1).

$$D(\varphi) = -(LRO_{KS}(\varphi) + LRO_{FS}(\varphi)) \quad (0.1)$$

Der **DTV-Wert** (die Bremsscheibendickenschwankung, engl. disc thickness variation, DTV) beschreibt den maximalen Dickenunterschied ( $d_0 - d_1$ ) des Bremsscheibenreibrings über  $360^\circ$  auf einem Messradius (auch Differenz des Maximums und des Minimums von  $D(\varphi)$ ):  $DTV = D(\varphi)_{\max} - D(\varphi)_{\min}$ .

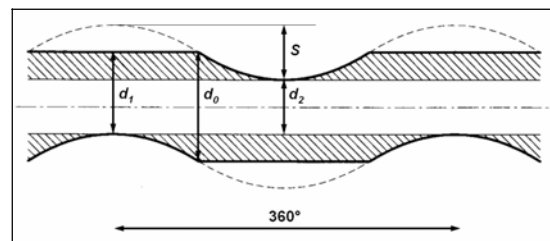


Abbildung 1-4: Abgewinkelte Bremsscheibe mit Dickenschwankungen, schematisch (Quelle: nach Engel, Brems-erregte Lenkunruhe, 1998, S.80)

Als **DTV-n-ter Ordnung** (z. B. DTV 1. Ordnung) wird die im Zeitbereich (hier Darstellung einer Umdrehung über dem Drehwinkel, Abbildung 1-5) im Verlauf der Scheibendicke auf einem Messradius enthaltene Schwingungsamplitude bei der Frequenz des n-ten Vielfachen der Raddrehfrequenz bezeichnet.

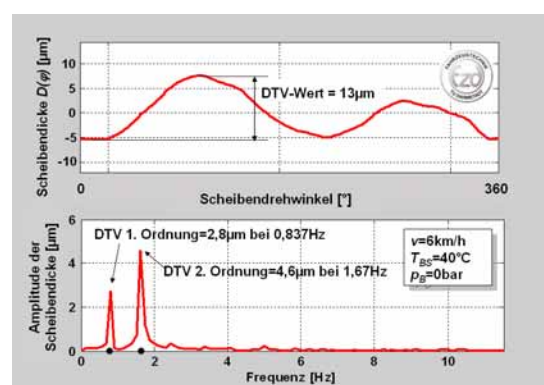


Abbildung 1-5: Scheibendicke über dem Umfang  $D(\varphi)$ , Amplitude der Scheibendicke im Frequenzbereich

Der **Verschleißbetrag**  $V_{KS}(\varphi)$  (hier Bsp. Kolbenseite) ist die Differenz zweier gemessener Schlagverläufe der Scheibenoberfläche der Zustände  $i$  und  $i+1$ , die sich in unterschiedlich lang zurückgelegten Fahrstrecken unterscheiden, auf einem definierten Scheibenradius  $r$  und über dem Drehwinkel  $\varphi$  (Abbildung 1-6).

$$V_{KS}(\varphi) = LRO_{KS}(\varphi)_{i+1} - LRO_{KS}(\varphi)_i$$

$\Delta V_{KS} = V_{KS}(\varphi)_{\max}$  stellt den **maximalen Verschleiß** („Verschleißdelta“) einer Scheibenseite (hier Bsp. Kolbenseite) dar.

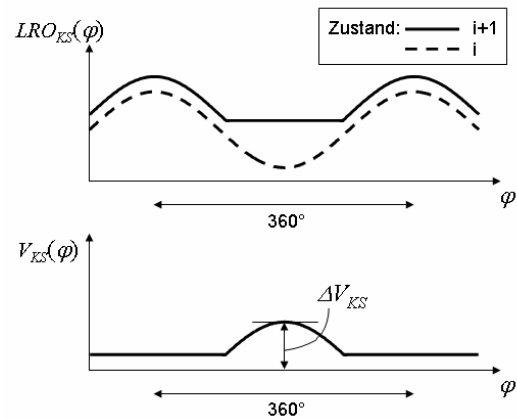


Abbildung 1-6: Schlagverläufe zweier Zustände und Verschleißbetrag sowie max. Verschleiß

Der **Verschleißwinkel**  $\Delta\varphi$  stellt bei lokalem Verschleiß auf der Scheibe den Umfangswinkelbereich des Verschleißes dar.

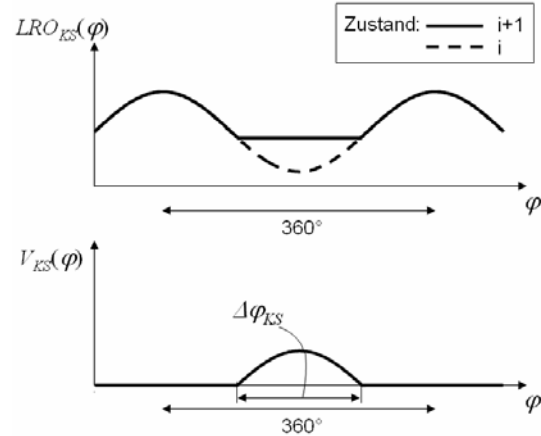


Abbildung 1-7: Verschleißwinkel  $\varphi$

Der **Summenverschleiß**  $V_{\Sigma}(\varphi)$  ist die Summe aus dem kolben- und faustseitigen Verschleiß auf einem Messradius  $r$ .

$$V_{\Sigma}(\varphi) = V_{KS}(\varphi) + V_{FS}(\varphi) \quad (0.2)$$

Die mittlere flächenbezogene **Reibenergie** ist die aus der Änderung der Winkelgeschwindigkeit der rotierenden Masse (z. B. Prüfstandsschwungmasse) resultierende Energie bezogen auf die nutzbare Reibfläche  $A_{reib}$  ( $= 2 \times$  Reibelagfläche). Sie ist gleichzeitig das Produkt aus dem Reibwert  $\mu$ , der wirkenden Normalkraft  $F_N$  und dem Reibweg  $s_{reib}$  bezogen auf die Reibfläche.

$$E_{reib} = \frac{1}{2} \frac{\Theta(\omega_1^2 - \omega_2^2)}{A_{reib}} \quad (0.3)$$

$$E_{reib} = \frac{\mu \cdot F_N \cdot s_{reib}}{A_{reib}} \quad (0.4)$$

Die flächenbezogene **Reibleistung**  $P_{reib}$  ist das Produkt der mittleren Flächenpressung, der Anfangsgeschwindigkeit der Bremsung und dem im Mittel vorliegenden Reibwert.

$$P_{reib} = \frac{J \cdot \omega_1^2}{A_{reib} \cdot t_a} = \bar{p} \cdot v_1 \cdot \mu_m \quad (0.5)$$

Das **lokale Lüftspiel**  $L(r, \varphi)$  beschreibt den Abstand zwischen einem Bremsbelag und der Bremsscheibe auf einem definierten Radius auf einer Stelle der Belagoberfläche (Abbildung 1-8).

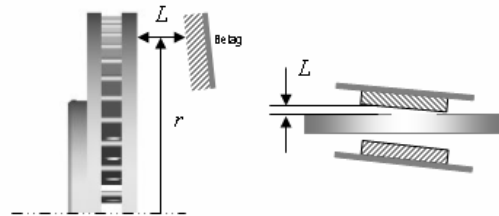


Abbildung 1-8: Lokales Lüftspiel  $L$

**Betätigter Betrieb** liegt vor, wenn der Radbremszylinderdruck größer ist als der Druck, ab dem die Haftreibung der Kolben-, Belag- und Sattelführungen überwunden wird und die Bremsbeläge sich in Richtung Scheibe beginnen zu bewegen.

Im **unbetätigten Betrieb** ist der Betätigungsdruck gleich null, jedoch kann die Kontaktkraft zwischen Belägen und Scheibe ungleich null sein.



# 1 Einleitung

## 1.1 Problemdarstellung

Von den bremserregten Schwingungen an Personenkraftwagen ist das Bremsenrubbeln neben dem Bremsenquietschen eines der Hauptkomfortprobleme in der Pkw-Serienentwicklung. Dem Verfasser sind keine Quellen bekannt, in denen das Bremsenrubbeln als objektiv sicherheitsgefährdend eingestuft wird, sodass von einem reinen Komfortproblem auszugehen ist. Es erscheint jedoch plausibel, dass eine beim Bremsen angeregte Schwingung – neben dem Empfinden von Diskomfort – auch das Sicherheitsempfinden des Fahrers beeinträchtigen kann. Die Ziele in der Entwicklung sind daher die Vermeidung der Schwingungsentstehung sowie die der Registrierung durch den Fahrer bzw. durch die Insassen eines Fahrzeugs. Dem Fahrzeugentwickler bieten hier die verschiedenen am Bremsenrubbeln beteiligten Mechanismen unterschiedliche Eingriffsmöglichkeiten. Dazu können Maßnahmen im Bereich der für die Anregung von Bremsdruck- und Bremsmomentenschwankungen ursächlichen Schädigung der Bremsscheibe zählen. Weiterhin können Eingriffe in die Übertragungsstrecke der erzeugten Radlängskraftschwankungen erfolgen, die sich über eine Fahrwerks- und Lenkungsschwingung bis hin zu einer Lenkradschwingung, die vom Fahrer wahrgenommen wird, fortpflanzen können. Unter Berücksichtigung der Wahrnehmungsschwellen des Fahrers können so Maßnahmen ergriffen werden, die sich nicht an einem ingenieurtechnisch erreichbaren Optimum, sondern an einem durch das menschliche Empfinden festgelegten orientieren.

Aufgrund der Breite des Frequenzbandes der Schwingungsanregung (ca. 1-400 Hz, hauptsächlich in der ersten und zweiten Schwingungsordnung der Raddrehzahl für alle Fahrzeuggeschwindigkeiten) sind die Eingriffsmöglichkeiten zur Schwingungsisolierung im Bereich der Fahrwerksmechanik beschränkt. Daher gehören zur schwingungstechnischen Optimierung auch immer Maßnahmen zur Vermeidung der Ursache der Schwingung, also der Schwingungserregung. Das bedeutet für das Bremsenrubbeln die Vermeidung einer bestimmten Höhe von Scheibendickenschwankungen im Betrieb. Je nach Empfindlichkeit des Fahrzeugs wird so vermieden, dass der Fahrer die durch Bremsdruck- und Bremsmomentenschwankungen verursachten Bremspedalpulsationen oder der angeregten Fahrwerks- oder Lenkungsschwingung wahrnimmt.

Die Scheibendickenschwankungen können zum einen durch ungleichförmigen Scheibenverschleiß – man spricht dann vom Bremsenkaltrubbeln – oder zum anderen durch eine in Richtung des Scheibenumfangs ungleichmäßige Temperaturverteilung mit der Folge von Scheibenunebenheiten durch Wärmedehnung – beim sogenannten Bremsenheißrubbeln – entstehen. In dieser Arbeit wird der Entstehungsmechanismus des Bremsenkaltrubbelns behandelt.

## 1.2 Allgemeine Zielsetzung

Bei dem Mechanismus des ungleichförmigen Scheibenverschleißes der Bremsscheibe handelt es sich um ein Systemproblem mit einer Vielzahl von Einflussparametern, die sich unter anderem neben der Reibpaarung Bremsscheibe-Bremsbelag auch auf die Radbremsen- und Fahrwerkskonstruktion sowie die Einflüsse seitens des Fahrbetriebs erstrecken.

Es gibt keine – soweit dem Verfasser bekannt – standardisierten Prüfverfahren wie z. B. internationale Normen, die eine Absicherung gegen ein Auftreten von Bremsenkaltrubbeln in der Serie sicherstellen. Die verschiedenen Fahrzeughersteller sowie Bremsenzulieferer haben in der Regel individuelle Prüfvorschriften. Darin sind unterschiedliche Untersuchungsmethoden enthalten, angefangen von Prüfstandtests, die den realen Fahrbetrieb repräsentierende Streckenabschnitte beinhalten, bis hin zu aufwendigen Fahrzeugversuchen, bei denen mit einer Auswahl von gleichen Serienfahrzeugen für die Erzeugung von Scheibendickenschwankungen relevante Fahrstrecken – im Bereich von zehntausenden Kilometern – zurückgelegt werden.

Eine ausreichende Absicherung in der Serie stellt nach wie vor ein Problem dar, da immer wieder Reklamationsfälle auftreten. Der im Folgenden dargestellte Stand der Forschung und Technik zeigt, dass die verschiedenen Untersuchungsmethoden jeweils Defizite besitzen und zum Teil einzelne Einflüsse zu isoliert vom Gesamtsystem betrachtet werden. Fehldeutungen in Bezug auf den Effekt des jeweiligen Einflussparameters oder hinsichtlich des Systemverhaltens können die Folge sein, und damit kann das Auslegungsziel der Vermeidung einer Erzeugung von Scheibendickenschwankungen verfehlt werden.

In dieser Arbeit wird eine Analysemethode erarbeitet, die eine durchgängige Untersuchung der Einflüsse auf den ungleichförmigen Bremsscheibenverschleiß erlaubt. Dabei werden Einflüsse seitens der Reibpaarung, des Fahrbetriebs sowie der Geometrien und der Kräfteverhältnisse im Bereich der Radbremse betrachtet.

## 2 Stand der Forschung und Technik

In den folgenden Abschnitten werden neben Begrifflichkeiten der recherchierte Wissensstand bezüglich des Mechanismus der Schädigung der Bremsscheibengeometrie und des Anregungsmechanismus von Bremsdruck- und Bremsmomentschwankungen dargestellt. Weiterhin werden Erkenntnisse bezüglich des Mechanismus der Schwingungsübertragung von der Radbremse bis hin zur Wahrnehmung durch den Fahrer präsentiert. Zu den einzelnen Mechanismen werden jeweils Maßnahmen gegen Bremsenrubbeln aufgeführt. Auf Basis dieses Rechercheergebnisses wird der Forschungsbedarf als Grundlage der vorliegenden Arbeit abgeleitet.

### 2.1 Themenfokus

Die Einordnung der in dieser Arbeit fokussierten Scheibenschädigung in die am Bremsenrubbeln beteiligten Mechanismen lässt sich Abbildung 2-1 entnehmen.

Mechanismus	Erscheinungsform
Scheibenschädigung	Scheibendicken-schwankung
Anregung	Schwankungen des Bremsmoments und des -drucks Radkraft-schwankungen
Übertragung	Schwingungen im Fahrwerk, Lenk- und hydraulischen System
Ausprägung/ Fahrerwahrnehmung	Geräusche, Lenkrad-schwingungen, Bremspedalpulsation

*Abbildung 2-1: Einordnung des Untersuchungsschwerpunktes des Mechanismus der Scheibenschädigung in die am Bremsenrubbeln beteiligten Mechanismen*

### 2.2 Der Begriff des Bremsenrubbels

Der Begriff des Bremsenrubbels (engl.: brake judder) hat sich neben dem Bremsenquietschen (engl.: brake squeal) als Bezeichnung für eine den Komfort beeinträchtigende Erscheinung während des Bremsvorganges in der Literatur etabliert. Die Veröffentlichungen behandeln das Auftreten dieses Problems ausschließlich an Scheibenbremsen. Mit Bremsenrubbeln werden solche Schwingungserscheinungen bezeichnet, die auf eine Anregung von Bremsdruck- und Bremsmomentschwankungen in der Radbremse zurückzuführen sind. Die



Ursachen dafür sind Geometriefehler des Reibringes der Bremsscheibe, Schwankungen des Reibwerts oder des effektiven Reibradius.

Bei den Bremsdruck- und Bremsmomentschwankungen handelt es sich um durch die Oberfläche des Bremsscheibenreibrings fußpunkterregte, erzwungene Schwingungen im Frequenzbereich zwischen einem und ca. 400 Hz<sup>1,2,3,4,5</sup> bei Bremsungen im für Personenkraftwagen typischen Geschwindigkeitsbereich bis zirka 250 km/h. In der Literatur werden je nach Entstehungsmechanismus der Bremsdruck- und Bremsmomentenschwankungen das Kaltrubbeln und das Heißrubbeln unterschieden<sup>6,7,8,9,10</sup>.

Ersteres bezeichnet eine Schwankung des Bremsdruckes oder des Bremsmomentes aufgrund der – im Gegensatz zum Heißrubbeln – bei Erkalten der Scheiben nicht reversiblen durch lokalen Verschleiß entstandenen Bremsscheibendickenschwankungen in der 1. und 2. Harmonischen der Raddrehzahl bei Bremsungen mit niedrigen bis mittleren Bremsdrücken<sup>11</sup>. Die Amplitude der Schwankungen wird vorwiegend durch die Größe der auftretenden Dickenschwankungen bestimmt (Frequenzbereich 1-100 Hz)<sup>12,13,14,15</sup> und weniger durch die Schwankung des Reibwertes zwischen Belag und Scheibe. Hier spielt auch die Erhöhung der Scheibentemperatur eine Rolle. An Stellen größerer Dicke kommt es zu Spann- und damit zu Reibkrafterhöhungen<sup>16</sup>. Dies resultiert in einem lokal erhöhten Wärmeeintrag in die Scheibe. Durch die thermische Ausdehnung des Scheibenwerkstoffes führt dies zu einer Vergrößerung der schon bei Raumtemperatur vorhandenen Dickenschwankung und damit zu einer größeren Amplitude der Bremsmomentenschwankung. Man spricht dann vom oben bereits erwähnten Heißrubbeln oder vom thermischen Rubbeln.

---

<sup>1</sup> Crolla, et al., Brake Noise and Vibration, 1991, S. 166

<sup>2</sup> Engel, Bremsersregte Lenkruhe, 1998, S. 10ff

<sup>3</sup> Grochowicz, Bremsdruck- und Bremsmomentenschwankungen, 1997, S. 8f

<sup>4</sup> Haigh et al., Vehicle judder under dynamic braking, 1993, S. 257

<sup>5</sup> Stringham et al., Brake roughness, 1993, S. 114ff

<sup>6</sup> Abdelhamid, Brake judder analysis: case studies, 1997, S. 5

<sup>7</sup> Brooks et al., Fully coupled thermomechanical finite element model, 1994, S. 340

<sup>8</sup> Haigh et al., Vehicle judder under dynamic braking, 1993, S. 247

<sup>9</sup> Kao et al., Brake disc hot spotting and thermal judder, 2000, S. 276ff

<sup>10</sup> Steffen et al., Hotspotbildung, 1998, S. 408f

<sup>11</sup> Haigh et al., Vehicle judder under dynamic braking, 1993, S. 250f

<sup>12</sup> Engel, Bremsersregte Lenkruhe, 1998, S. 66ff

<sup>13</sup> Grochowicz, Bremsdruck- und Bremsmomentenschwankungen, 1997, S. 8

<sup>14</sup> Kao et al., Brake disc hot spotting and thermal judder, 2000, S. 277f

<sup>15</sup> Stringham et al., Brake roughness, 1993, S. 119ff

<sup>16</sup> Der Bremssattel sei unter hydraulischem Druck vorgespannt und es wirke eine Umfangskraft. Die Spannkraftehöhung resultiert unter der Spreizwirkung der dickeren Stellen der Scheibe aus einer zusätzlichen Gehäuseaufweitung und Belagkompression. Dabei stützen der hydraulische Druck und die axialen Reibkräfte zwischen Belagrückenplatten und Halter diese zusätzlichen Federauslenkungen ab.

Unter den Bedingungen des Heißrubbels kann es zur Bildung von Wärmeflecken (engl.: Hotspots) kommen. Sie treten meist gleichmäßig über dem Scheibenumfang verteilt in einer Anzahl von 7 bis 13 auf<sup>17,18,19,20,21</sup>. Dadurch entstehen Schwingungen in der 7. bis 13. Ordnung der Raddrehzahl, was Anregungsfrequenzen von bis zu 400 Hz entspricht. Da das Thema Heißrubbeln bzw. die Entstehung von Hotspots nicht Teil der dieser Arbeit ist, finden die diesbezüglichen Einflüsse und Entstehungsmechanismen im Folgenden keine Beachtung.

Das Bremsenrubbeln kann sich in Form von Lenkradschwingungen, Bremspedalpulsationen, Schwingungen des Fahrwerks oder der Karosserie äußern. Je nach Übertragungsweg, Amplitude und Frequenz kann es sich um spürbare, sichtbare oder auch akustisch wahrnehmbare Schwingungsausprägungen handeln<sup>22,23,24,25,26</sup>.

Die Darstellung des Stands der Forschung und Technik behandelt nachfolgend den Anregungs- und den Übertragungsmechanismus von Bremsdruck- und Bremsmomentenschwankungen sowie die Mechanismen der Bremsscheibenschädigung, das heißt die Erzeugung und Glättung von Bremsscheibendickenschwankungen.

## **2.3 Anregung von Bremsmomenten- und Bremsdruckschwankungen**

### **2.3.1 Anregungsmechanismus**

Abbildung 2-2 zeigt schematisch die Zusammenhänge beim Anregungsmechanismus von Bremsdruck- und Bremsmomentenschwankungen ausgehend von einer Bremsscheibendickenschwankung. Wie eingangs erwähnt, wird hier nicht näher auf den Anregungsmechanismus von Bremsenrubbeln durch Hotspot-Bildung eingegangen, d. h. z. B. Effekte einer durch Wärmezufuhr sich verformende oder verwerfende Scheibe oder sich bei lokaler Überhitzung ändernde Oberflächenhärte sind nicht berücksichtigt.

---

<sup>17</sup> Kao et al., Brake disc hot spotting and thermal judder, 2000, S. 294f

<sup>18</sup> Kreitlow et al., Vibration and “Hum” of Disc Brakes, 1985, S. 4f

<sup>19</sup> Kubota, et al., High-speed brake judder, 1998, S. 134f

<sup>20</sup> Steffen et al., Hotspotbildung, 1998, S. 408f

<sup>21</sup> Suryatama, et al., Contact Mechanics Simulation for Hot Spots Investigation, 2001, S. 38f

<sup>22</sup> Haigh et al., Vehicle judder under dynamic braking, 1993, S. 247

<sup>23</sup> Stringham et al., Brake roughness, 1993, S. 116f

<sup>24</sup> Engel, Bremserrregte Lenkunruhe, 1998, S. 1

<sup>25</sup> Grochowicz, Bremsdruck- und Bremsmomentenschwankungen, 1997, S. 8f

<sup>26</sup> Schittenhelm, Rubbelrobustes Bremsendesign, 2000, S. 3f

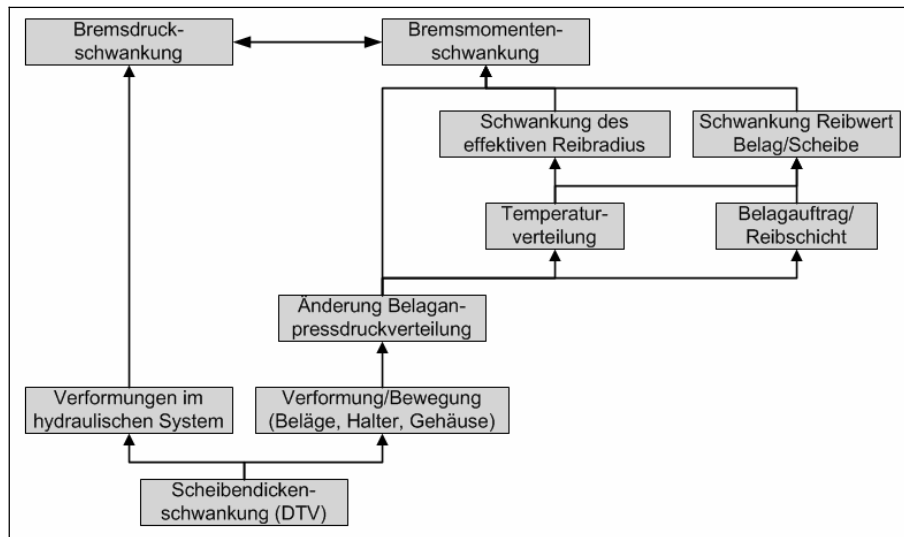


Abbildung 2-2: Zusammenhänge beim Anregungsmechanismus von Bremsdruck- und Bremsmomentschwankungen in Bezug auf das Kaltrubbeln

Ausgehend von einer vorhandenen DTV kommt es während einer Bremsung zu Normalkraftschwankungen zwischen Belag und Bremsscheibe, aus denen Umfangskraft- und damit Bremsmomentschwankungen resultieren. In Untersuchungen<sup>27,28,29,30</sup> wurde nachgewiesen, dass bei Schwimmsattelbremsen im Gegensatz zur DTV der Betrag des Scheibenseitenschlags keinen direkten Einfluss auf die Anregung von Bremsdruck- und Bremsmomentschwankungen hat. Weitere Experimente<sup>31,32</sup> zeigen, dass sich die Amplituden der Bremsmomentschwankungen und der DTV proportional zueinander verhalten und beide Größen in Phase sind. Wie später näher erläutert, führt ein Temperaturanstieg zu einer Vergrößerung der bei Raumtemperatur gemessenen DTV und damit zu einer Vergrößerung der Bremsmomentschwankungen. Auf der anderen Seite kann die während der Bremsung entstehende inhomogene Temperaturverteilung eine Veränderung des Reibwerts in Umfangsrichtung verursachen. Damit überlagern sich zwei Faktoren, die bei Entstehung von Bremsmomentschwankungen eine Rolle spielen.

Die im Fahrbetrieb an Rad, Nabe und Scheibe angreifenden Kräfte können eine Kippbewegung der Scheibe verursachen. Aus Sicht der Bremsbeläge äußert sich diese Verkipfung in einer scheinbaren Erhöhung der Dicke der Scheibe<sup>33,34</sup>. Diese dynamische DTV wird von Engel<sup>33</sup> als virtuell bezeichnet, da die wirkliche Dicke der Scheibe während der Verkipfung konstant bleibt. Da sich der Verkipfungszustand der Scheibe geschwindigkeitsabhängig

<sup>27</sup> Engel, Bremserregte Lenkunruhe, 1998, S. 94f

<sup>28</sup> Grochowicz, Bremsdruck- und Bremsmomentschwankungen, 1997, S. 8f

<sup>29</sup> Leslie, Mathematical Model of Brake Caliper, 2004, S. 58

<sup>30</sup> Stringham et al., Brake roughness, 1993, S. 120f

<sup>31</sup> Grochowicz, Bremsdruck- und Bremsmomentschwankungen, 1997, S. 46f

<sup>32</sup> Dennis, et al., Transfer film formed under low pressure, 1998, S. 1ff

<sup>33</sup> Engel, Bremserregte Lenkunruhe, 1998, S. 89ff

<sup>34</sup> Lee, et al., Conditions of frictional contact in disk brakes, 1998, S. 172f

ändern kann, kommt es folglich zu einer sich über der Geschwindigkeit scheinbar ändernden DTV.

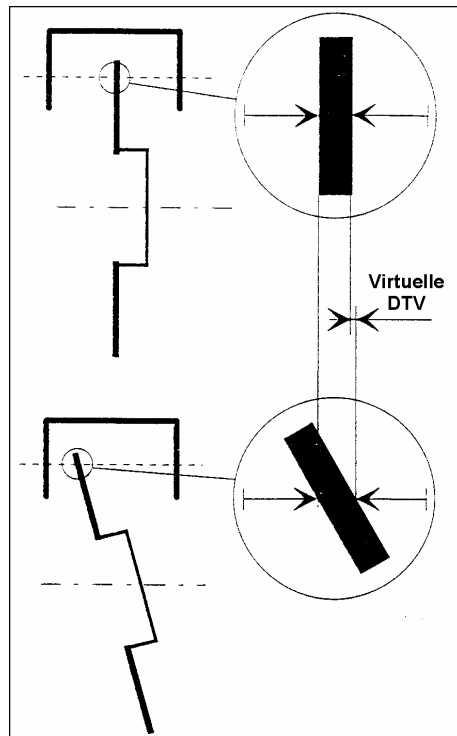


Abbildung 2-3: „Virtuelle“ DTV durch Scheibenverkipfung (Quelle: Engel, Bremserregte Lenkunruhe, 1998, S. 92)

Ein direkter Zusammenhang mit der Anregung von Bremsmomentschwankungen wird jedoch nicht nachgewiesen. Berechnungen<sup>35</sup> zeigen, dass die virtuelle DTV betragsmäßig (Nanometerbereich) im Vergleich zu einer für eine Schwingungsanregung relevanten Größenordnung (Mikrometerbereich) vernachlässigbar ist.

## 2.3.2 Einflüsse auf den Anregungsmechanismus

### 2.3.2.1 Belagkompressibilität und -dämpfung

Die Belagkompressibilität und -dämpfung werden in der Literatur in Bezug auf die Empfindlichkeit des Bremssattels und auf die Anregung von Bremsdruck- und Bremsmomentschwankungen als die wesentlichen Einflussgrößen genannt<sup>36,37,38,39</sup>. Ausgehend von einer bestimmten Scheibendickenschwankung führen Beläge mit einer hohen Kompressibilität zu

<sup>35</sup> Lee, et al., Conditions of frictional contact in disk brakes, 1998, S. 172f

<sup>36</sup> Engel, Bremserregte Lenkunruhe, 1998, S. 95f

<sup>37</sup> Grochowicz, Bremsdruck- und Bremsmomentschwankungen, 1997, S. 76ff

<sup>38</sup> Haigh et al., Vehicle judder under dynamic braking, 1993, S. 248f

<sup>39</sup> de Vries et al., The brake judder phenomenon, 1992, S. 27f

niedrigeren Bremsdruck- und Bremsmomentschwankungen. Abbildung 2-4 illustriert dies: Je höher die Belagkompressibilität desto geringer ist die durch eine gleich große Dicken-schwankung erzeugte Druckschwankung um den gleichen Mittelwert.

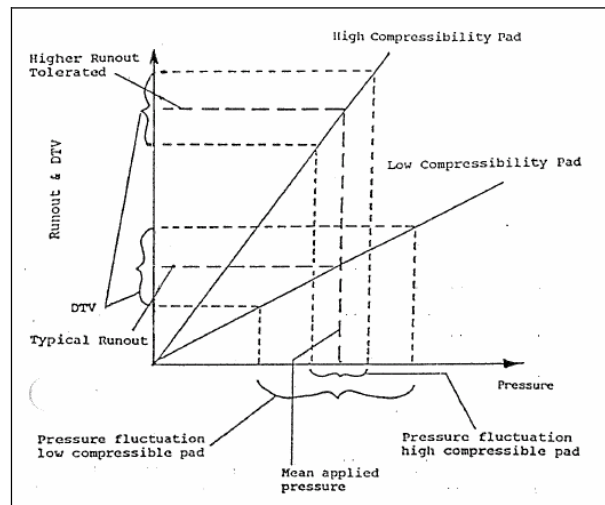


Abbildung 2-4: Schematische Darstellung des Effekts der Belagkompressibilität auf die Druckschwankung aufgrund einer DTV (Quelle: Haigh et al., *Vehicle judder under dynamic braking*, 1993, S. 249)

Für den statischen Elastizitätsmodul von Serien-Bremsbelägen werden Werte zwischen  $E_B=300$  bis  $10.000 \text{ N/mm}^2$  genannt<sup>40</sup>. Messungen<sup>41</sup> ergaben Werte im Bereich von  $390$  und  $1.290 \text{ N/mm}^2$ . Brecht<sup>42</sup> nennt Messwerte bei Raumtemperatur zwischen  $5.500$  und  $19.000 \text{ N/mm}^2$ . Für Europa wird  $14.500 \text{ N/mm}^2$  als typischer Wert genannt. Da Bremsbeläge viskoelastische Eigenschaften haben, zeigt sich ein von der Frequenz und der Richtung der Anregung (Biegung oder Stauchung) abhängiger Elastizitätsmodul ist (Abbildung 2-5). Es wird der Begriff eines dynamischen Elastizitätsmoduls der Beläge eingeführt<sup>43</sup>.

<sup>40</sup> Tirovich, et al., Disc brake interface pressure distribution, 1991, S. 138

<sup>41</sup> Grochowicz, Bremsdruck- und Bremsmomentenschwankungen, 1997, S. 76ff

<sup>42</sup> Brecht, Materialeigenschaften von Bremsbelägen, 2003, S. 15f

<sup>43</sup> Oehl et al., Bremsbeläge für Straßenfahrzeuge, 1990, S. 34f

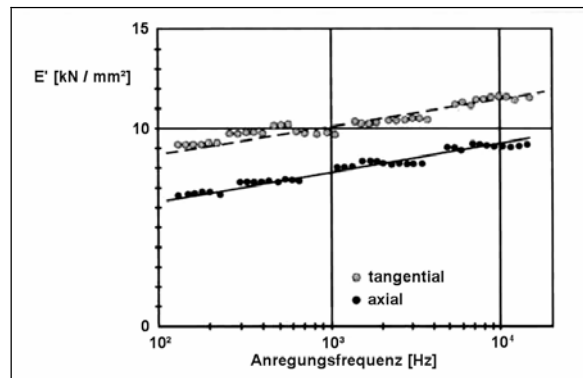


Abbildung 2-5: Dynamischer Elastizitätsmodul: tangential (Reibrichtung) und axial (Kompressionsrichtung) (Quelle: Oehl et al., Bremsbeläge für Straßenfahrzeuge 2000, S. 37)

Die Belagkompressibilität ist weiterhin von der Temperatur, dem Verschleiß (also der Belagdicke) sowie von der Frequenz und Amplitude der Erregung abhängig<sup>44</sup>. Mit steigender Temperatur nimmt die Kompressibilität zu. Mit zunehmendem Belagverschleiß sowie mit wachsender Erregungsfrequenz nimmt die Kompressibilität ab. Der Einfluss der Kompressibilität auf die Anregung von Bremsdruck- und Bremsmomentschwankungen wurde durch die rechnerische Simulation bestätigt<sup>44,45</sup>. Sie zeigt auch, dass die wechselseitige Abhängigkeit nichtlinear ist.

Wie erwähnt, sind im Sinne einer Minimierung der Bremsmomentenschwankungen eine hohe Kompressibilität und eine hohe spezifische Dämpfung der Beläge erwünscht. Da sich jedoch mit der Kompressibilität die im hydraulischen System zu verschiebende Flüssigkeitssäule vergrößert und aufgrund eines längeren Pedalweges sich das Pedalgefühl verschlechtern kann, sind einer solchen Auslegung Grenzen gesetzt. Aus diesem Grund versucht man, bei modernen Belägen die innere Dämpfung zu erhöhen. Um bei verbesserten Dämpfungseigenschaften die Heißkompressibilität der Beläge nicht zu erhöhen, sucht die Belagindustrie daher nach Lösungen für Beläge mit einer mit der Flächenpressung progressiv ansteigenden Kompressibilität<sup>46,47</sup>.

### 2.3.2.2 Steifigkeiten des Sattelgehäuses, des Halters und der Belagabstützung sowie Reibung zwischen den Sattelkomponenten

Ergebnisse aus Fahr- und Prüfstandsversuchen<sup>48,49</sup> zeigen, dass auch die Steifigkeit des Gehäuses, des Halters und der Belagabstützung Einfluss auf die Anregung von Bremsdruck- und Bremsmomentschwankungen haben. Der Einfluss der Gehäusesteifigkeit ist jedoch im Ver-

<sup>44</sup> Grochowiez, Bremsdruck- und Bremsmomentenschwankungen, 1997, S. 76ff

<sup>45</sup> Leslie, Mathematical Model of Brake Caliper, 2004, S. 51ff

<sup>46</sup> de Vries et al., The brake judder phenomenon, 1992, S. 27f

<sup>47</sup> Burckhardt, Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen, 1991, S. 239ff

<sup>48</sup> Engel, Bremserrregte Lenkruhe, 1998, S. 95f

<sup>49</sup> Grochowiez, Bremsdruck- und Bremsmomentenschwankungen, 1997, S. 78f

gleich zu dem der Belagkompressibilität gering. Der Einfluss der Gehäusesteifigkeit wurde in der numerischen Simulation gezeigt<sup>49</sup>. Es wurde darüber hinaus festgestellt, dass die Variation der Bremsdruck- und Bremsmomentschwankungen in Folge einer Senkung oder Erhöhung der Gehäusesteifigkeit nicht nur von dem Betrag dieser Änderung abhängt, sondern auch von der Steifigkeit der verwendeten Beläge. Zum Beispiel wirkt sich die Änderung der Gehäusesteifigkeit im Falle steiferer Beläge stärker auf die Anregung von Bremsdruck- und Bremsmomentschwankungen aus.

Herkenrath<sup>50</sup> kommt in der Simulation zu dem Ergebnis, dass die Steifigkeit der Belagflanken sowie deren Reibung in den Halterführungen einen ähnlich hohen Einfluss wie die Gehäusesteifigkeit und Belagkompressibilität haben. Weiterhin berechnet Herkenrath, dass die Reibung zwischen Belagrückenplatte und Kolben sowie der Reibwert zwischen Belägen und Scheiben den größten Einfluss auf die Anregung von Bremsmomentschwankungen haben.

Im Sinne einer Minderung der Anregung von Bremsdruck- und Bremsmomentschwankungen wären eine Reduktion der Gehäusesteifigkeit und die Erhöhung der Belagkompressibilität wünschenswert. Dies würde aber bei einem bestimmten Bremsdruck zu einem größeren Kolbenweg und somit zu einer Erhöhung der Volumenaufnahme, einem längeren Pedalweg und damit zu einer unerwünschten Veränderung des Pedalgefühls sowie zu einer Zunahme des erforderlichen Rückstellweges des Kolbens und des Gehäuses nach der Betätigung führen<sup>51</sup>. Herkenrath<sup>52</sup> weist im Fahrversuch durch biegeeweiche Belagflanken und einen geringeren Reibwert in den Belagführung eine Reduktion der Lenkradwinkelbeschleunigung nach.

## 2.4 Übertragungsmechanismus

Die durch eine DTV angeregten Bremsdruck- und Bremsmomentschwankungen werden über das Bremssystem sowie das Fahrwerk in Lenkung und Karosserie übertragen (Abbildung 2-6).

---

<sup>50</sup> Herkenrath, Bremsmomentenschwankungen, 2005, S. 78

<sup>51</sup> Haigh, et al., Vehicle judder under dynamic braking, 1993, S. 248

<sup>52</sup> Herkenrath, Bremsmomentenschwankungen, 2005, S. 109ff

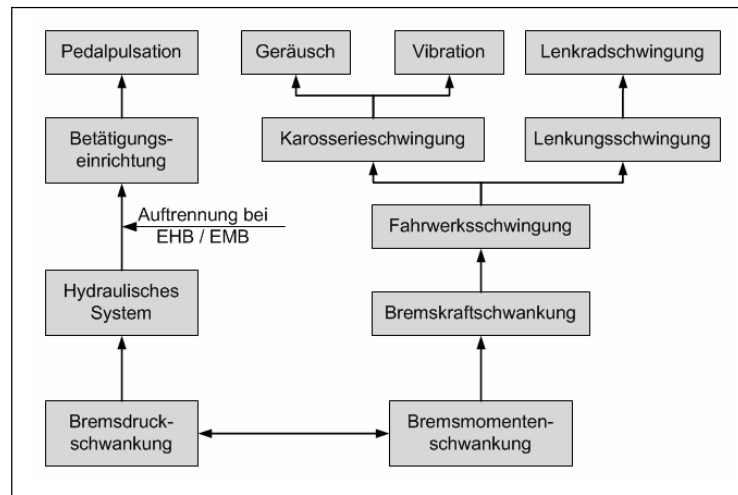


Abbildung 2-6: Übertragung und Ausprägung beim Bremsenkaltrubbeln

Dabei stützen sich die Bremsmomentenschwankungen im Reifenlatsch ab, sodass dort durch die Übertragung über Reifen und Radlagereinheit eine Bremskraftschwankung entsteht. Sie regt die Radaufhängung und die Lenkung zu Schwingungen an. In unterschiedlichen Untersuchungen<sup>53,54,55</sup> werden Übertragungsfunktionen verschiedener Übertragungsstrecken gebildet, zum Beispiel Querlenker zur Spurstange, um deren Eigendynamik zu untersuchen. Diese Methode hat sich als sehr geeignet erwiesen, um die Resonanzlagen der Komponenten der Übertragungsstrecken zu bestimmen. Sie kann ferner zum Vergleich der Empfindlichkeit verschiedener Fahrzeuge auf die Übertragung von Bremsmomentenschwankungen herangezogen werden. Messungen (Auswahl)<sup>56,57,58,59</sup> zeigen hierzu die Resonanzlagen der Komponenten der Radaufhängung bei Anregung durch Bremsmomentenschwankungen über der Fahrgeschwindigkeit. Die Resonanzlage der Lenkung liegt typischerweise bei ca. 10-15 Hz.

Wie oben bereits erwähnt, können die genannten Schwingungen vom Fahrer in Form von Bremspedalpulsationen, Geräuschen oder Vibrationen, zum Beispiel der Karosserie, sowie durch Schwingungen des Lenkrades wahrgenommen werden. Die über das Lenkrad wahrgenommenen Schwingungen stellen eine der wesentlichen Störerscheinungen beim Bremsen dar, da das Hand-Arm-System des Menschen im Bereich zwischen 8 und 16 Hz besonders empfindlich ist<sup>60</sup>. Aus diesem Grund konzentrieren sich die Untersuchungen zum Thema Bremsenrubbeln auf die Vorderradbremse<sup>61</sup>. Haigh<sup>60</sup> und Engel<sup>62</sup> untersuchen hierzu die Korrelation von gemessenen Schwingungsamplituden und –frequenzen zu der subjektiven

<sup>53</sup> Abdelhamid, Brake judder analysis: case studies, 1997, S. 5ff

<sup>54</sup> Engel, Bremserrigte Lenkunruhe, 1998, S. 54ff

<sup>55</sup> Boulahbal et al., Studie zum Übertragungsverhalten von Fahrwerken, 2003, S. 7ff

<sup>56</sup> Engel, Bremserrigte Lenkunruhe, 1998, S. 62f

<sup>57</sup> Jacobsson, Analysis of Brake Judder, 1999, S. 6ff

<sup>58</sup> Stringham et al., Brake roughness, 1993, S. 121f

<sup>59</sup> Meyer, Brake Judder - Analysis of the Excitation and Transmission Mechanism 2005, S. 3ff

<sup>60</sup> Engel, Bremserrigte Lenkunruhe, 1998, S. 41ff

<sup>61</sup> Grochowicz, Bremsdruck- und Bremsmomentenschwankungen, 1997, S. 29

<sup>62</sup> Haigh et al., Vehicle judder under dynamic braking, 1993, S. 252f



Wahrnehmung des Fahrers. Von Schittenhelm<sup>63</sup> wird die Einführung eines verallgemeinerten Rubbelmaßes vorgeschlagen. Es dient als Bewertungsmaß für die Beeinträchtigung des Fahrkomforts des durch Dickenschwankungen induzierten Bremsenrubbelns, wobei einerseits das globale Übertragungsverhalten der Dickenschwankung zur Lenkradschwingung sowie andererseits das lokale Übertragungsverhalten der an der Übertragungskette beteiligten Glieder einzeln ausgewiesen werden können.

Nach Engel<sup>64</sup> können zur Minimierung der Schwingungsübertragung verschiedene Maßnahmen ergriffen werden. Es wird empfohlen, die Eigenfrequenzen der Radaufhängung und der Lenkung außerhalb der Bereiche einer starken Fahrerwahrnehmung oder außerhalb der 1. Ordnung der Raddrehzahl zu legen. Die Eigenfrequenzen verschiedener Komponenten der Übertragungsstrecke sollten zudem nicht zusammenfallen. Eine Kopplung des Längs- und des Lenkfreiheitsgrades des Radträgers ist möglichst zu vermeiden. Dazu könnte z. B. die Momentanachse einer Drehschwingung des Radträgers in oder in die Nähe des Spurstangenanlenkpunktes gelegt werden. Die Stärke der hydraulischen Druckschwankungen, die der Fahrer als Pedalpulsation wahrnimmt, kann zum Beispiel durch eine Erhöhung der hydraulischen Dämpfung, durch die Änderungen der Leitungslängen oder des Hauptzylinderdurchmessers vermindert werden<sup>65</sup>. Mithilfe eines Modells<sup>66</sup> des hydraulischen Systems inklusive der Betätigungseinheit lassen sich derartige Einflüsse auf die Bremspedalpulsationen untersuchen.

Zur Nachbildung des Übertragungsverhaltens finden sich in der Literatur verschiedene Simulationsmodelle, mithilfe derer Sensitivitätsanalysen in Bezug auf die Anregung von Schwingungen durch Scheibendickenschwankungen durchgeführt werden können<sup>67,68,69,70</sup>. Einflüsse von Fahrwerksparametern wie Massen, Geometrien, Elastizitäten oder Dämpfungen können so theoretisch untersucht werden.

Jacobsson<sup>71</sup> ermittelt Anpassungsfunktionen für die Amplitude der Tangentialbeschleunigung des Bremssattels über der Bremszeit. Mittels einer Iteration auf Basis von Messergebnissen aus einem Sweep der Fahrgeschwindigkeit können die Eigenfrequenzen und –dämpfungen des Schwingungssystems bestimmt werden.

Schmalfuß<sup>72</sup> analysiert die Stabilität des schwingungsfähigen Systems der Scheibenbremse (Bremsbeläge, -sattel und -scheibe) anhand eines Modells. Unter Variation der Drehzahl, der Oberflächenrauigkeit, des Scheibenschlages und des Reibwerts wird ermittelt, welche Para-

---

<sup>63</sup> Schittenhelm, Rubbelrobustes Bremsendesign, 2000, S. 25ff

<sup>64</sup> Engel, Bremsregelte Lenkunruhe, 1998, S. 75f

<sup>65</sup> de Vries et al., The brake judder phenomenon, 1993, S. 30

<sup>66</sup> Trutschel, Simulation des dynamischen Verhaltens konventioneller Bremsanlagen, 2004, S. 23

<sup>67</sup> Kim et al., Sensitivity analysis of chassis system, 1996, S. 59ff

<sup>68</sup> Park(2) et al., Sensitivity of suspension to brake judder, 1999, S. 330f

<sup>69</sup> Schittenhelm, Rubbelrobustes Bremsendesign, 2000, S. 9ff

<sup>70</sup> Meyer, Brake Judder - Analysis of the Excitation and Transmission Mechanism, 2005, S. 6ff

<sup>71</sup> Jacobsson, Analysis of Brake Judder, 1999, S. 3ff

<sup>72</sup> Schmalfuß, Bremsscheibendynamik, 2002, S. 25ff

meterkonstellation die Schwingung anfahren oder dämpfen. Bei Scheibenschlag und Oberflächenrauigkeit zeigt sich, dass schon kleine Veränderungen zu starken Schwingungen führen. Es werden jedoch keine Abhilfemaßnahmen gegen Bremsenrubbeln genannt.

Abbildung 2-7 zeigt das Ergebnis einer Simulation, in der durch die Veränderung der Steifigkeit eines Fahrwerkglagers (die Art der Radaufhängung wird nicht näher benannt) die maximale Amplitude des Lenkradmomentes über der Fahrgeschwindigkeit beeinflusst werden kann.

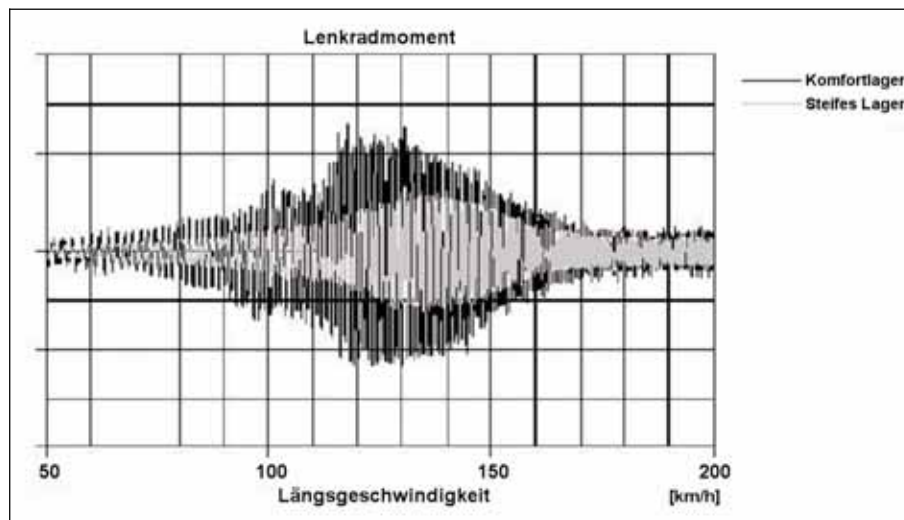


Abbildung 2-7: Simulierte Lenkradmomente über der Fahrgeschwindigkeit bei unterschiedlichen Fahrwerkslagern (Quelle: Schittenhelm, *Rubbelrobustes Bremsendesign*, 2000, S. 24)

## 2.5 Schädigungsmechanismus

### 2.5.1 Mechanismus der Erzeugung und Glättung von Bremsscheibendickenschwankungen

Bremsscheiben weisen fertigungs- und montagebedingt zwei – im Kontext des Bremsenrubbels – hauptsächliche Abweichungen von einer Idealgeometrie auf: Seitenschlag (engl.: lateral runout, LRO) und Dickenschwankungen (engl.: disc thickness variation, DTV). Der Seitenschlag ist – abgesehen von thermischen oder spannungsbedingten Verwerfungen der Bremsscheibe – wesentlich für die Erzeugung der Bremsscheibendickenschwankungen. Er wird definiert als die seitliche Bewegung der Reibflächen auf einem bestimmten Scheibenumfangsradius. Die Bremsscheibendickenschwankung DTV wird somit als die Änderung der Differenz zwischen dem Schlag der inneren und der äußeren Reibflächen in Scheibenumfangsrichtung bestimmt<sup>73,74,75</sup>. Für Bremsscheiben im Neuzustand sind aufgrund

<sup>73</sup> Engel, *Bremserrregte Lenkunruhe*, 1998, S. 77ff

<sup>74</sup> Kao et al., *Brake disc hot spotting and thermal judder*, 2000, S. 280

<sup>75</sup> Lee et al., *Conditions of frictional contact in disk brakes*, 1998, S. 169f

fertigungstechnologischer Grenzen heute DTV-Werte unter ca.  $5\text{ }\mu\text{m}$  nicht zu erreichen<sup>76,77</sup>. Zeichnungsangaben<sup>78</sup> in der Serienentwicklung weisen Werte von ca.  $5\text{--}10\text{ }\mu\text{m}$  aus und verlangen damit die Grenzen des technologisch Erreichbaren. In Freigabespezifikationen<sup>78</sup> werden nach zu absolvierenden Prüfzyklen Werte unterhalb von  $20\text{ }\mu\text{m}$  gefordert. In Abhängigkeit der Empfindlichkeit des zu prüfenden Fahrzeugs auf eine Schwingungsanregung durch DTV kann dieser Wert auch nach oben oder unten abweichen.

In Abbildung 2-8 sind die aus der Literaturrecherche ermittelten am Mechanismus der Erzeugung und Glättung von DTV verantwortlichen Einflüsse schematisch dargestellt.

Im Fahrbetrieb bei unbetätigter Bremse kann ein vorhandener Schlag in Kombination mit einem geringen lokalen Lüftspiel, sei es zwischen innerem und äußerem Belag oder zwischen Ein- und Auslauf der Scheibe in den Sattel, zu einem örtlichen Kontakt zwischen den Reibpartnern führen und damit lokalen Scheibenverschleiß verursachen. Durch den hier wirk-samen Mechanismus der Kaltauswaschung nimmt die Dickenschwankung zu und der Schlag ab<sup>79,80,81,82,83</sup>.

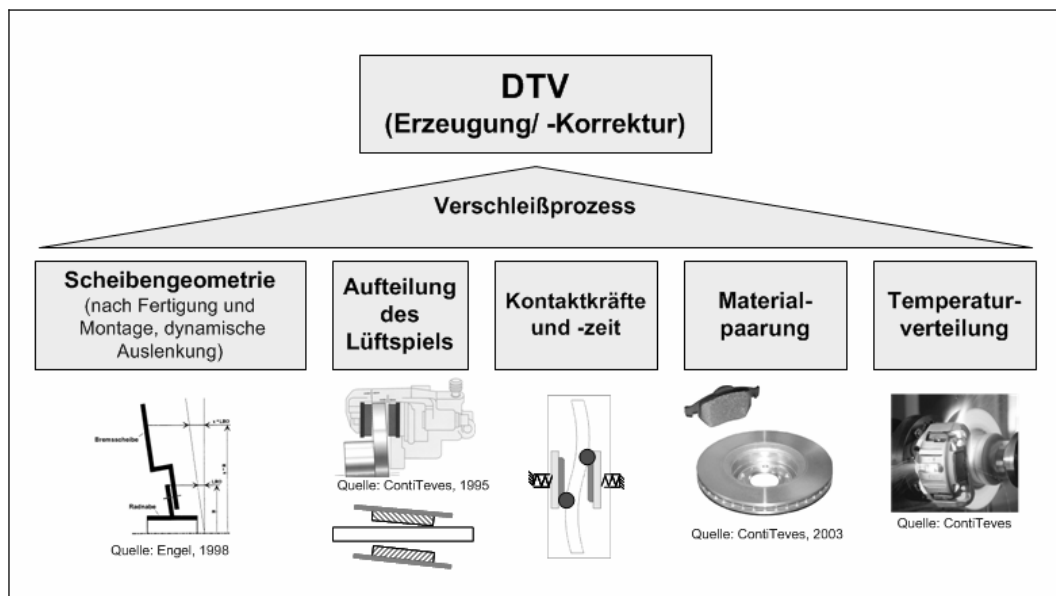


Abbildung 2-8: Einflüsse am Schädigungsmechanismus der Bremsscheibe

Abbildung 2-9 zeigt schematisch, wie die Scheibe an den Stellen größeren Schlags abgeschliffen wird. Bei genügend langer Fahrstrecke ergibt sich eine Scheibe ohne Schlag und DTV mit der eingezeichneten Dicke  $d_2$ .

<sup>76</sup> de Vries et al., The brake judder phenomenon, 1993, S. 30

<sup>77</sup> Okamura et al., High-Precision Brake Discs, 2005, S. 3ff

<sup>78</sup> Unveröffentlichte Quellen der Fa. Continental Teves

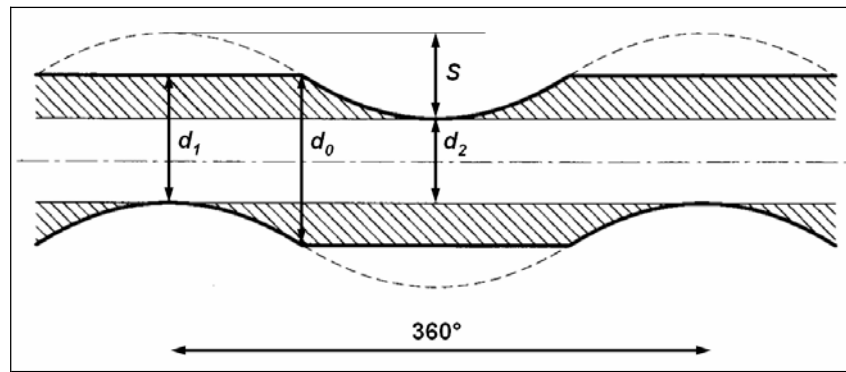
<sup>79</sup> Engel, Bremserrregte Lenkruhe, 1998, S.80ff

<sup>80</sup> Haigh et al., Vehicle judder under dynamic braking, 1993, S. 248ff

<sup>81</sup> Lee et al., Conditions of frictional contact in disk brakes, 1998, S. 169f

<sup>82</sup> Crolla et al., Brake Noise and Vibration, 1991, S. 171f

<sup>83</sup> Börjesson et al., Friction films in automotive brakes, 1993, S. 262ff



- $d_0$ : Ausgangsdicke  
 $d_1$ : minimale Scheibendicke durch Kaltauswaschung  
 $d_2$ : Scheibendicke nach Glättung des Schlages (S)  
 $d_0 - d_1$ : DTV-Wert

Abbildung 2-9: Schädigung der Brems Scheibengeometrie durch Kaltauswaschung (Quelle: nach Engel, *Brems erregte Lenkunruhe*, 1998, S. 80)

Wenn sowohl der innere als auch der äußere Bremsbelag an der Kaltauswaschung gleichermaßen beteiligt sind, ergeben sich zwei um  $180^\circ$  versetzte Stellen minimaler Scheibendicke. Diese DTV würde zu einer Bremsmomentenschwankung in der 2. Ordnung der Raddrehzahl führen. Die Beteiligung nur einer der beiden Beläge an der Kaltauswaschung würde folglich in einer DTV und damit in einer Bremsmomentenschwankung in der 1. Ordnung der Raddrehzahl resultieren<sup>84</sup>. Letzteres tritt prinzipbedingt vermehrt an Schwimmsattelbremsen auf. Hier wird das Lüftspiel nach dem Abbau des Bremsdruckes durch Rückstellung des Kolbens und damit des kolbenseitigen Belages durch den Kolbendichtring eingestellt<sup>85</sup>. Die Rückstellung des äußeren Belages kann mittels Verschiebung des Sattelgehäuses erfolgen, hervorgerufen durch einen Schlag der Scheibe oder durch Schwingungen<sup>86,87</sup>. Durch die Rückstellung des Gehäuses verteilt sich das durch den Dichtring erzeugte Lüftspiel zwischen Scheibe und innerem (kolbenseitig) und äußerem Belag (faustseitig). Bei einer ungleichmäßigen Lüftspiaufteilung kommt es zu einer vorwiegenden Erzeugung von DTV in der 1. Ordnung der Raddrehzahl<sup>88</sup>.

Im Gegensatz zum Betrieb bei unbetätigter Bremse führt der erhöhte Belaganpressdruck an Stellen größerer Scheibendicke während des Bremsvorgangs zu einem höheren Verschleiß. Dadurch kommt es in der Regel zu einer Verminderung der vorhandenen DTV (Glättung/Korrektur)<sup>89</sup>. Auch der Fahrstil hat einen Einfluss auf die Glättung der DTV. Da

<sup>84</sup> Engel, *Brems erregte Lenkunruhe*, 1998, S. 80f

<sup>85</sup> Bieräugel et al., *Faustsattel-Scheibenbremsen*, 1981, S. 6

<sup>86</sup> de Vries et al., *The brake judder phenomenon*, 1992, S. 31

<sup>87</sup> Yinsan, *Restbremsmomente von Scheibenbremsen*, 1984, S. 348f

<sup>88</sup> Stringham et al., *Brake roughness*, 1993, S. 120f

<sup>89</sup> Engel, *Brems erregte Lenkunruhe*, 1998, S. 86

zum Beispiel sportliche Fahrer häufiger und mit größeren Bremsdrücken bremsen, erfolgt ein stärkerer Abbau der DTV<sup>90</sup>.

Auf die Auslegung des Verschleißverhaltens der Beläge und der Scheibe im Betrieb bei betätigter oder unbetätigter Bremse, sowie auf die Einflüsse verschiedener Fahrwerks- und Radbremsenkomponenten auf den beschriebenen Mechanismus der Erzeugung und Glättung von DTV wird im nächsten Abschnitt näher eingegangen.

## 2.5.2 Einflüsse auf den Schädigungsmechanismus

### 2.5.2.1 Gesamtseitenschlag der Bremsscheibe im Betrieb

Der im Betrieb auftretende Seitenschlag der Reibflächen der Bremsscheibe setzt sich aus einem statischen und einem dynamischen Anteil zusammen<sup>91,92,93</sup>. Der statische Anteil ist derjenige, der bereits im montierten Zustand vorhanden ist. Engel<sup>91</sup> bezeichnet ihn als Zusammenbau-Schlag, der sich aus den in Abbildung 2-10 gezeigten Einflüssen ergibt.

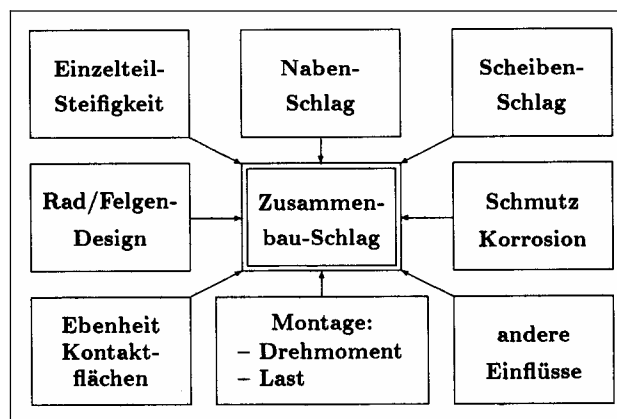


Abbildung 2-10: Einflüsse auf den Zusammenbau-Schlag, (Quelle, Engel, Bremserregte Lenkunruhe, 1998, S. 79)

De Vries<sup>93</sup> nimmt eine Gewichtung der Beiträge von Bremsscheibe (disc rotor), Nabe (hub), Radlager (bearing) und Felge (wheel) am gesamten Schlag vor (Abbildung 2-11).

<sup>90</sup> de Vries et al., The brake judder phenomenon, 1992, S. 30

<sup>91</sup> Engel, Bremserregte Lenkunruhe, 1998, S. 78f

<sup>92</sup> Haigh et al., Vehicle judder under dynamic braking, 1993, S. 248

<sup>93</sup> de Vries et al., The brake judder phenomenon, 1992, S. 29

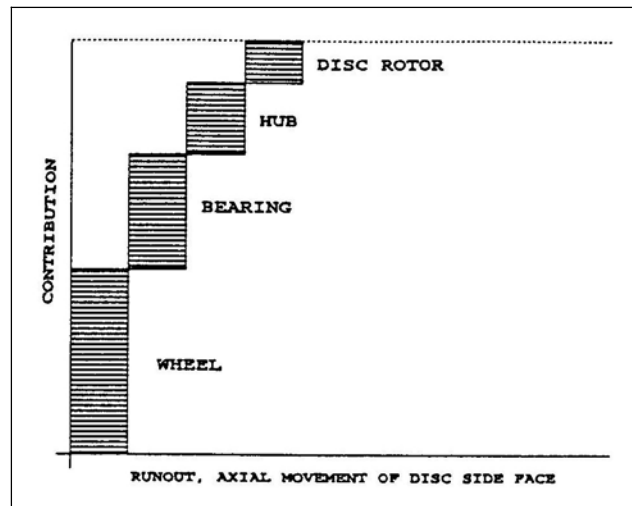


Abbildung 2-11: Beiträge am Scheibenschlag (Quelle: de Vries et al., *The brake judder phenomenon*, 1992, S. 29)

Einige der Einflüsse auf den im Betrieb auftretenden Seitenschlag werden im Folgenden näher erläutert.

- Seitenschlag des Bremsscheibeneinzelteils:  
Aufgrund technologisch bedingter Fertigungstoleranzen weist jede Bremsscheibe einen gewissen Seitenschlag auf. Mit entsprechendem Aufwand in der Fertigung lässt sich dieser minimieren. Die heute erreichbare Bearbeitungsgenauigkeit für den Schlag der Scheibe liegt bei Werten von 20 bis 40  $\mu\text{m}$ <sup>94,95,96</sup>. Um dies zu erreichen, müssen die Reibflächen und die Kontaktfläche von Nabe und Felge möglichst parallel zueinander und senkrecht zur Drehachse sein. Ebenso müssen entsprechende Ebenheitstoleranzen der in Kontakt tretenden Oberflächen erfüllt werden.
- Nabenschlag  
Der Schlag des Nabenflansches hat durch die proportionalen Beziehungen der Durchmesser einen direkten Einfluss auf den Zusammenbau-Schlag<sup>97</sup> (Abbildung 2-12). Die erreichbaren Fertigungstoleranzen des Nabenschlages liegen zwischen 10 und 30  $\mu\text{m}$ <sup>94</sup>.

<sup>94</sup> Engel, *Bremserregte Lenkruhe*, 1998, S. 78f

<sup>95</sup> Grochowicz, *Bremsdruck- und Bremsmomentenschwankungen*, 1997, S. 13f

<sup>96</sup> Okamura et al., *High-Precision Brake Discs*, 2005, S. 3ff

<sup>97</sup> Engel(2) et al., *Dynamic behaviour of brake-disc geometry*, 1993, S. 470

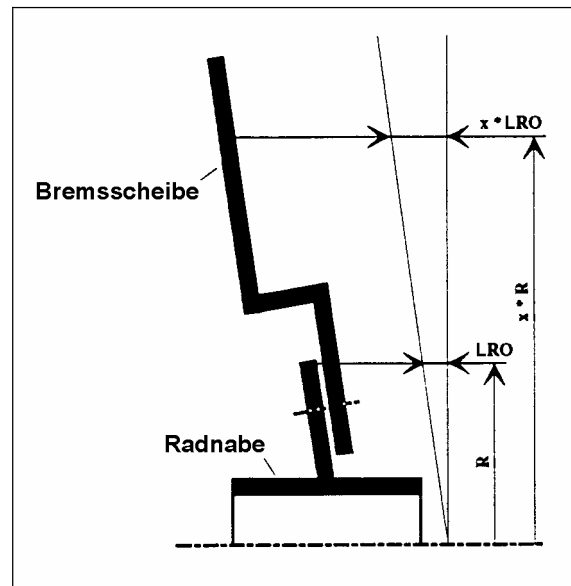


Abbildung 2-12: Einfluss des Nabenschlags auf den Scheibenschlag (Quelle: Engel(2) et al., *Dynamic behaviour of brake-disc geometry*, 1993, S. 470)

- **Steifigkeiten**  
Die Steifigkeiten der Scheibe, der Nabe inkl. Radlager und der Felge bestimmen die Verformung der Einzelteile bei der Montage und beeinflussen damit den sich einstellenden Schlag.
- **Montageparameter**  
Die Gleichmäßigkeit und Höhe des Anzugsmoments der Radmuttern bzw. -bolzen soll eine wellenförmige Verformung der Scheibenoberfläche während der Montage vermeiden<sup>98</sup>.

Diese Einflüsse auf den Zusammenbau-Schlag können sich, je nach Phasenlage zueinander, addieren oder subtrahieren. Bei der Montage können z. B. Nabe und Felge mit einem bestimmten Schlag in ihrer Phasenlage so positioniert werden, dass sich Naben- und Scheibenschlag im Zusammenbau gerade gegeneinander aufheben (sogenanntes „Matchen“)<sup>98</sup>. Übliche Werte für den resultierenden Zusammenbau-Schlag liegen bei 40 bis 80  $\mu\text{m}$ <sup>99</sup>. Andere Stellen<sup>100,101</sup> geben für den gesamten Schlag Werte von bis zu 60  $\mu\text{m}$  oder gar 120  $\mu\text{m}$  an.

Die oben erläuterten statischen Anteile am Scheibenschlag werden von den dynamischen überlagert, die sich aus den im Fahrbetrieb wirkenden Kräften wie Rad- oder Unwuchtkräfte ergeben. Diese Kräfte können die Lage der Rotations- und/oder der Symmetrieachse des Rades verändern und somit Taumel- und Kippbewegungen der Scheibe verursachen, die sich mit dem statischen Schlag überlagern.

<sup>98</sup> Engel, *Bremserrregte Lenkunruhe*, 1998, S. 78f

<sup>99</sup> de Vries et al., *The brake judder phenomenon*, 1992, S. 27

<sup>100</sup> Engel, *Bremserrregte Lenkunruhe*, 1998, S. 79

<sup>101</sup> Grochowicz, *Bremsdruck- und Bremsmomentenschwankungen*, 1997, S. 14

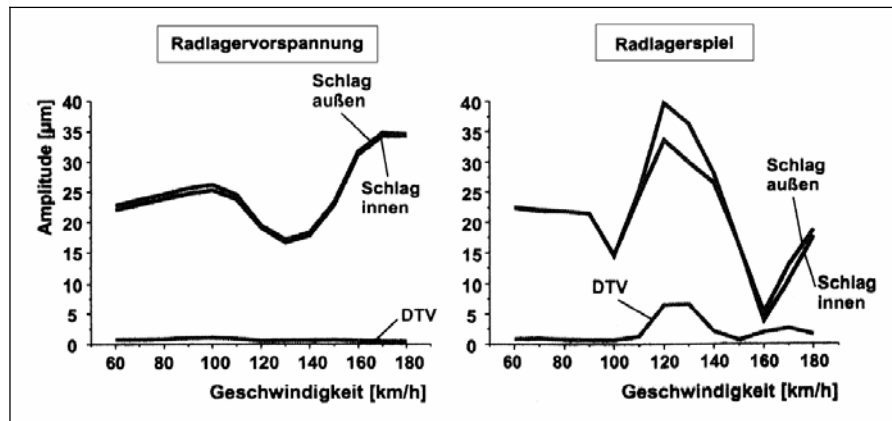


Abbildung 2-13: Amplituden des äußeren und inneren Scheibenschlags in der 1. Ordnung der Raddrehzahl für Anregung durch 120 Gramm statische Unwucht unter Variation der Radlagerpassung (Quelle: Engel, Bremseregte Lenkunruhe, 1998, S. 82)

Abbildung 2-13 zeigt, dass die Amplitude des dynamischen Schlags auch von der Fahrgeschwindigkeit abhängig ist<sup>102</sup>. Weiterhin wird nachgewiesen, dass die Änderungen der Schlagamplitude über der Fahrgeschwindigkeit von der Vorspannung bzw. dem Spiel des Radlagers abhängt. Es ergab sich, dass eine leichte Vorspannung des Radlagers niedrigere Schlagamplituden zur Folge hatte.

### 2.5.2.2 Bremsbeläge

Die Höhe des Scheibenverschleißes bei lokalem Kontakt der Beläge mit der Scheibe (Erzeugung von DTV durch Kaltauswaschung) zum einen und das Maß an Glättung der DTV durch Bremsungen zum anderen hängt von der Aggressivität des Belagwerkstoffes gegenüber dem Scheibenwerkstoff ab<sup>103,104,105,106</sup>. Ein realer Fahrzyklus besteht immer aus bestimmten Anteilen von Fahrstrecken mit betätigter und unbetätigter Bremse. Deshalb ist die Veränderung der Scheibengeometrie abhängig von den Streckenanteilen, in denen entweder Erzeugung oder Glättung von DTV stattfindet. So können Fahrzeuge zum Beispiel auf dem Nordamerikanischen Markt, im Vergleich zu Europa, aufgrund anderer Fahrgewohnheiten und Vorschriften und der damit verbundenen niedrigeren Fahrgeschwindigkeiten, andere DTV-Erzeugungsmuster zeigen<sup>107,108,109</sup>.

<sup>102</sup> Engel, Bremseregte Lenkunruhe, 1998, S. 82

<sup>103</sup> Burckhardt, Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen, 1991, S. 239ff

<sup>104</sup> Doi et al., Brake judder reduction technology, 2000, S. 498

<sup>105</sup> Haigh et al., Vehicle judder under dynamic braking, 1993, S. 248f

<sup>106</sup> Hodges et al., Untersuchung von Bremsen-Kaltrubbeln, 2001, S. 71f

<sup>107</sup> Engel, Bremseregte Lenkunruhe, 1998, S. 83f

<sup>108</sup> Haigh et al., Vehicle judder under dynamic braking, 1993, S. 250f

<sup>109</sup> de Vries et al., The brake judder phenomenon, 1992, S. 30



Aggressive Reibbeläge haben in der Regel einen hohen Reibwert. Diese Belagwerkstoffe erzeugen einen hohen Zuwachs an DTV im ungebremsten Betrieb, gleichzeitig aber eine Glättung der DTV bei Bremsvorgängen. Nicht-aggressive Belagwerkstoffe führen im Allgemeinen unter gleichen Betriebsbedingungen zu einer niedrigeren DTV, aber durch den niedrigeren Reibwert ist die mit ihnen erreichbare Bremsleistung geringer<sup>110</sup>.

Der ideale Belagwerkstoff sollte, neben einem hohen Reibwert, einen minimalen Scheibenverschleiß bei niedrigen Bremsdrücken und einen hohen Verschleiß bei höheren Drücken verursachen – zumindest bei Bremsungen stärker glätten als bei unbetätigter Bremse erzeugen. Dies würde eine minimale DTV-Erzeugung im ungebremsten Betrieb und eine Glättung im gebremsten Betrieb gewährleisten<sup>110,111</sup>. Dante<sup>112</sup> leitet hierzu eine mathematische Formel her, die besagt, dass eine DTV-Erzeugung tendenziell bei kleinen Anpressdrücken zwischen Belägen und Scheibe und eine DTV-Abnahme eher bei hohen Anpressdrücken stattfindet. Er weist die Gültigkeit der Formel anhand von Messungen nach. Die früher verwendeten asbesthaltigen Bremsbeläge wiesen diesbezüglich eine bessere Charakteristik auf als heutige asbestfreie<sup>111</sup>. Bei der Belagherstellung ist hier folglich ein Kompromiss zu erzielen.

Eine Methode der Belagindustrie<sup>113</sup> für Untersuchungen am Schwungmassenprüfstand wird für eine Beurteilung des Belagmaterials im Hinblick auf die Erzeugung von DTV während des Betriebs bei unbetätigter Bremse verwendet. Hierbei wird ein konstanter niedriger Bremsdruck eingeregelt und die Veränderung der Reibring-DTV nach einer Laufstrecke von 3.600 km vermessen.

Die lokalen Kontaktkräfte zwischen Belägen und Scheibe bei unbetätigter Bremse liegen in der Größenordnung von 100 N und darunter<sup>114</sup>. Untersuchungen zeigen, dass sich je nach Belagmaterial und Betrag der lokalen Kraft, zum Beispiel am Schlagmaximum, eine reibungshemmende Schicht ausbilden kann. Dies führt dazu, dass dort vermehrt Material abgetragen und die Erzeugung einer Dickenschwankung begünstigt wird<sup>115</sup>.

### 2.5.2.3 Bremssattel und Halter

Der Bremssattel spielt eine maßgebliche Rolle bei der Erzeugung von DTV aufgrund seines Einflusses auf das Lüftverhalten der Bremsbeläge. Wie oben bereits erläutert, sind Schwimmsättel prinzipbedingt anfälliger für die Erzeugung von DTV als zum Beispiel Festsättel. Im Fall des Festsattels werden die Bremsbeläge auf beiden Scheibenseiten jeweils durch die Dichtringe der inneren und äußeren Kolben zurückgestellt. Da der Schwimmsattel nur auf der Scheibeninnenseite einen (oder mehrere) Kolben besitzt, muss der dort vorhandene Dichtring

---

<sup>110</sup> Doi et al., Brake judder reduction technology, 2000 S. 498f

<sup>111</sup> de Vries et al., The brake judder phenomenon, 1992, S. 30

<sup>112</sup> Dante et al., A Basic Overview on Brake Disc Wear, 2002, S. 1ff

<sup>113</sup> Hodges et al., Untersuchung von Bremsen-Kaltrubbeln, 2001, S. 70ff

<sup>114</sup> Haigh et al., Vehicle judder under dynamic braking, 1993, S. 253f

<sup>115</sup> Börjesson et al., Friction films in automotive brakes, 1993, S. 263f

das gesamte Lüftspiel erzeugen, was sich dann durch die Bewegung des Sattelgehäuses auf die innere und äußere Seite der Scheibe verteilt. Die Verschiebung des Sattelgehäuses kann durch den Schlag der Scheibe geschehen. Falls es zu einer ungleichmäßigen Verteilung des Lüftspiels kommt bzw. sich ein unzureichend großes Lüftspiel einstellt, wird in Verbindung mit diesem Schlag der oben beschriebene Mechanismus der örtlichen Kaltauswaschung wirksam und es kommt zur DTV-Erzeugung.

Die am nächsten liegende Maßnahme, eine DTV-Erzeugung zu vermindern, wäre eine Vergrößerung des Lüftspiels. Dies kann, zum Beispiel, durch Federn, die ein Freistellen der Beläge relativ zur Scheibe bewirken, erreicht werden<sup>116</sup>. Dieser Maßnahme sind aber Grenzen gesetzt, da sie zu einem langen Bremspedalweg und einem verzögerten Ansprechen der Bremsen führt<sup>117,118,119</sup>.

Die Bewegung des Sattelgehäuses erfolgt gegen die Gehäuseverschiebekraft. Diese wird durch die Reibkräfte im Führungssystem des Schwimmsattels bestimmt. Dazu gehören unter anderem die Reibung in den Bolzenführungen sowie Reibkräfte in der Belagführung<sup>116</sup>. Eine wichtige Rolle spielen dabei auch die Steifigkeiten und die Toleranzen in der Gehäuse- und der Belagführung, da sie die Größe der Verformungen und Verkipnungen und damit die Kräfte im Führungssystem bestimmen<sup>120</sup>. Vorhandene Befederungen zum Beispiel gegen Klappern der Beläge oder des Gehäuses unter Schwingungsanregung tragen zu einer Erhöhung der Gehäuseverschiebekraft bei. Die Reibung in den Führungen und damit die Gehäuseverschiebekraft darf nicht beliebig niedrig sein, da unter der Einwirkung von dynamischen Kräften das Gehäuse wandern könnte und somit ein zeitweiser Kontakt zwischen Belägen und Scheibe stattfinden würde. Dies kann wiederum einen ungleichförmigen Scheibenverschleiß zur Folge haben<sup>119</sup>.

Swift berechnet die Gehäuseverschiebekraft<sup>121</sup> mittels eines Mehr-Körper-Simulationsmodells eines Nkw-Schwimmsattels mit steifer Bolzenführung. In einer Parametervariation, in der er Maßtoleranzen des Sattelführungssystems, wie z. B. Abstände oder Durchmesser der Führungsbolzen und der zugehörigen Bohrungen variiert, zeigen sich die Toleranzen des Abstands der Bohrungen der Führungsbolzen als den Einfluss mit der statistisch höchsten Signifikanz.

Folgende Konstruktionshinweise stellen Maßnahmen gegen eine Erzeugung von DTV bei unbetätigter Bremse und für eine Glättung von DTV im gebremsten Fahrbetrieb dar<sup>122,123</sup>. Der Gehäuseschwerpunkt sollte danach innerhalb des Führungsbereiches der Bolzen liegen, damit die Auswirkungen einer Verkipfung des Gehäuses auf die Gehäuseverschiebekräfte niedriger

---

<sup>116</sup> Yinsan, Restbremsmomente von Scheibenbremsen, 1984, S. 345

<sup>117</sup> Grochowicz, Bremsdruck- und Bremsmomentenschwankungen, 1997, S. 15

<sup>118</sup> Haigh et al., Vehicle judder under dynamic braking, 1993, S. 248

<sup>119</sup> de Vries et al., The brake judder phenomenon, 1992, S. 31

<sup>120</sup> Doi et al., Brake judder reduction technology, 2000, S. 500f

<sup>121</sup> Swift, Simulation of Disc Brake Slide Force, 2001, S. 56ff

<sup>122</sup> Doi et al., Brake judder reduction technology, 2000, S. 501

<sup>123</sup> Tamasho et al., Technique for reducing brake drag torque, 1999, S. 71

werden. Weiterhin vermindert eine einlaufseitige Vergrößerung des Lüftspiels durch Schrägstellung der Beläge die DTV-Erzeugung während der Fahrt bei unbetätigter Bremse. Es wird eine Erhöhung der Gehäuse- und Haltersteifigkeit empfohlen, um weniger Verformungen und damit günstigere Reibverhältnisse im Führungssystem zu erhalten, was zu einer geringen Scheibendeformation und in Verbindung mit einer ausreichenden Beweglichkeit des äußeren Belages unter Spannkraft für eine gleichmäßige Belaganpressung sorgt und somit zu einer besseren Glättung der DTV führt (Abbildung 2-14). Dazu werden weiterhin zur Verminderung der axialen Verkipfung des Gehäuses eine Optimierung der Position der Führungen in Bezug auf die Zylinderachse und Maßnahmen zur Verminderung der Bremsscheibenschirmung beschrieben (siehe auch 2.5.2.4, Seite 22).

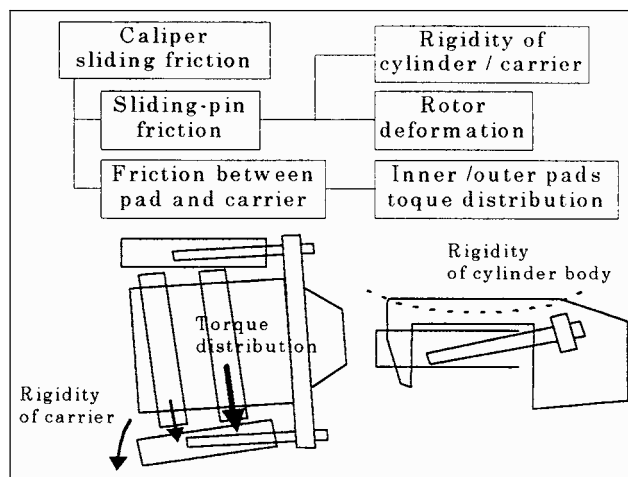


Abbildung 2-14: Einflussfaktoren auf die Gehäuseverschiebekräfte und die Belaganpressdruckverteilung (Quelle: Doi et al., Brake judder reduction technology, 2000, S. 501)

#### 2.5.2.4 Temperaturverteilung in der Bremsscheibe

Wie schon unter 2.2 erwähnt, spielt die Temperatur und ihre Verteilung in der Bremsscheibe bezüglich der DTV-erregten Bremsmomentenschwankungen eine wesentliche Rolle. Die Analyse der Verläufe von DTV und Scheibentemperatur zeigt, dass die Temperaturverteilung in Umfangsrichtung eine Folge unterschiedlicher Anpressverhältnisse zwischen Bremsbelägen und Bremsscheibe ist. In Bereichen größerer Scheibendicke findet durch einen höheren Anpressdruck eine höhere Energieumsetzung statt, wodurch an diesen Stellen höhere Temperaturen entstehen<sup>124,125,126</sup>. Messungen zeigen, dass die Temperaturverteilung in der Bremsscheibe nicht nur in radialer, sondern auch in Umfangsrichtung inhomogen sein kann<sup>127</sup>. Diese erhöhten Temperaturen führen nicht nur aufgrund der Ausdehnung des Werk-

<sup>124</sup> Dennis, et al., Transfer film formed under low pressure, 1998, S. 91ff

<sup>125</sup> Grochowicz, Bremsdruck- und Bremsmomentenschwankungen, 1997, S. 44ff

<sup>126</sup> Kakiyama et al., Technologiefortschritte des ADVICS Festsattels, 2003, S. 34

<sup>127</sup> Inoue, Brake Judder caused by Thermal Deformation of Brake Disc Rotor, 1986, S. 3/7f

stoffes zu einer Erhöhung der Dickenschwankungen, sondern auch aufgrund der Deformation der Scheibe durch thermische Spannungen<sup>128</sup>.

Der Zusammenhang zwischen der DTV der Scheibe und der Temperaturverteilung ist streng monoton<sup>128,129,130,131</sup> (siehe zum Beispiel Abbildung 2-15). Diese Geometrieänderungen der Scheibe sind reversibel, d. h. die Scheibe nimmt bei niedrigen Temperaturen ihre ursprüngliche Form wieder an.

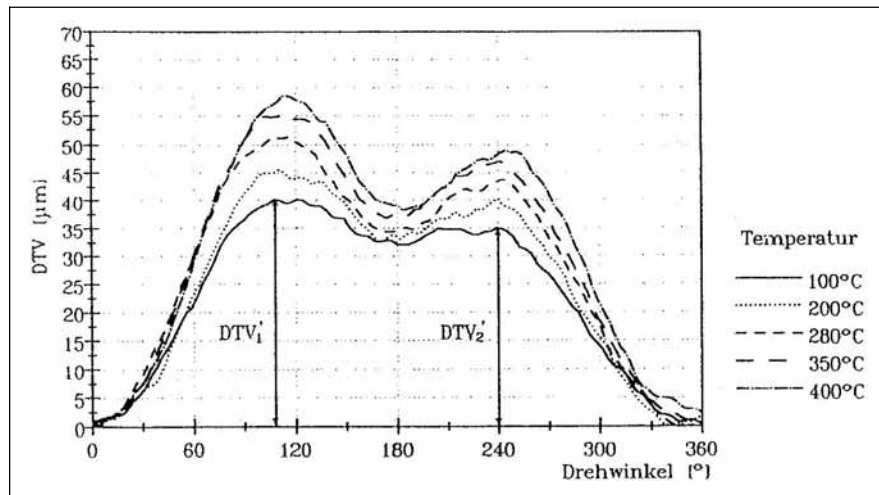


Abbildung 2-15: Abhängigkeit der DTV von der Scheibentemperatur (Quelle: Grochowicz, Bremsdruck- und Bremsmomentenschwankungen, 1997, S. 130)

Ein weiterer Aspekt, der bei der Erzeugung von ungleichförmigem Scheibenverschleiß von Bedeutung ist, betrifft die Schirmung der Bremsscheibe, da sie die Anpressdruckverteilung zwischen Belägen und Scheiben verändert. Die während einer Bremsung durch den Reibprozess erzeugte Wärme wird schneller durch Wärmeleitung an Bremsbeläge und Scheibe übertragen als sie durch Konvektion und Strahlung abgeführt werden kann. Aufgrund der höheren Wärmeleitungszahl des Scheibenwerkstoffes gegenüber dem Belagwerkstoff, wird die entstehende Wärme vorwiegend durch die Scheibe übernommen. Die schnelle Erwärmung des Bremsscheibentopfes führt zu einer radialen Ausdehnung. Eine unerwünschte axiale Schirmung des Reibrings in Abhängigkeit von der radialen Temperaturverteilung ist die Folge (Abbildung 2-16). Dieser Effekt wurde mittels der Finite-Elemente-Methode<sup>132,133</sup> und experimentell<sup>134,135</sup> untersucht.

<sup>128</sup> Grochowicz, Bremsdruck- und Bremsmomentenschwankungen, 1997, S. 39ff

<sup>129</sup> Dennis, et al., Transfer film formed under low pressure, 1998, S. 91ff

<sup>130</sup> Stringham et al., Brake roughness, 1993, S. 120

<sup>131</sup> Meyer, Brake Judder - Analysis of the Excitation and Transmission Mechanism, 2005, S. 5/9

<sup>132</sup> Valvano, Thermal Distortion of a Brake Rotor, 2000, S. 2ff

<sup>133</sup> Inoue, Brake Judder caused by Thermal Deformation of Brake Disc Rotor, 1986, S. 2/7

<sup>134</sup> Dreilich, Bremsscheibendeformationen unter Temperaturbelastung, 1992, S. 34ff

<sup>135</sup> Kubota et al., High-speed brake judder, 1998, S. 134

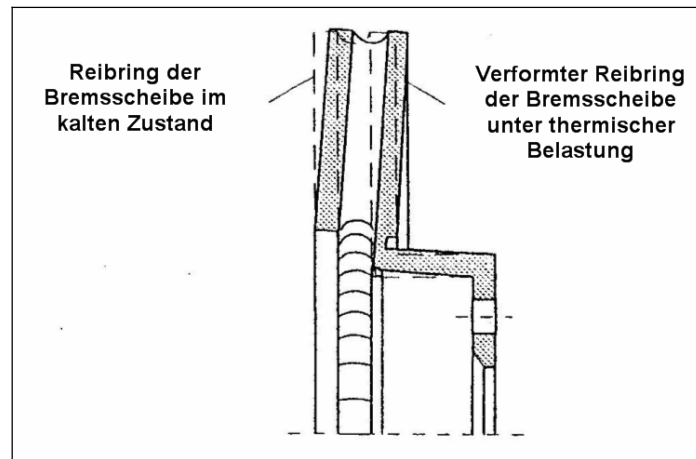


Abbildung 2-16: Beispiel der typischen Schirmungsgeometrie einer außenangeordneten, belüfteten Bremscheibe (Quelle: Grochowicz, Bremsdruck- und Bremsmomentenschwankungen, 1997, S. 121)

Maßnahmen, die eine Schirmung der Scheibe vermindern, können zum Beispiel sein (siehe Abbildung 2-17)<sup>136</sup>: Verkleinerung des Innendurchmessers  $R_{in}$ , Vergrößerung der Nuttiefe  $D_s$ , Vorsehen einer größeren Scheibendicke auf der inneren Seite der Kühlkanäle (auf der Seite ohne Topfanbindung) als auf der äußeren ( $T_{in} > T_{out}$ ).

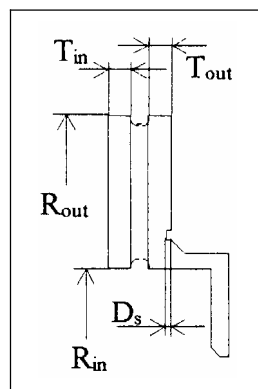


Abbildung 2-17: Parameter mit Einfluss auf die Scheibenschirmung (Quelle: Doi et al., Brake judder reduction technology, 2000, S. 501)

In Untersuchungen<sup>137</sup> über den Einfluss einer sich zwischen Scheibe und Belag bildenden Reibschicht während einer Bremsung wurde festgestellt, dass der Reibwert in Bereichen größerer Scheibendicke infolge chemischer Reaktionen stark zunimmt. Somit fallen Scheibenbereiche mit höheren Reibwerten mit Bereichen größerer Scheibendicke zusammen, was eine Zunahme der Bremsmomentschwankungen zur Folge hat.

Die inhomogene Temperaturverteilung in Umfangsrichtung kann auch zu lokalen Gefügeumwandlungen des Scheibenwerkstoffes führen. Durch die Erwärmung des Scheibenmaterials

<sup>136</sup> Doi et al, Brake judder reduction technology, 2000, S. 501

<sup>137</sup> Dennis, et al., Transfer film formed under low pressure, 1998, S. 91ff

können so hohe Temperaturen entstehen, dass bei einer anschließenden raschen Abkühlung eine Umwandlung der ursprünglichen Perlitstruktur in eine Martensitstruktur erfolgt. Diese Martensitbildung entsteht nur unter extremen Betriebsbedingungen mit der Konsequenz örtlich größerer spezifischer Volumina, höherer Härte und unterschiedlicher Reibwerte. Dies kann während eines Bremsvorganges zur Anregung von Bremsdruck- und Bremsmoment-schwankungen beitragen<sup>138</sup>.

---

<sup>138</sup> Kreitlow et al., Vibration and “Hum” of Disc Brakes, 1985, S. 4f

## 3 Forschungsbedarf in Bezug auf den Schädigungsmechanismus

### 3.1 Vorbemerkung

Die Darstellung des Stands der Technik zeigt, dass eine Vielzahl der Einflussparameter, die am Schädigungsmechanismus beteiligt sind, untersucht wurde. Oftmals werden die Einflüsse jedoch zu isoliert voneinander und nicht als Teil eines Systemproblems betrachtet. Hinzu kommt, wie im Folgenden bewiesen wird, dass Schlussfolgerungen zumeist auf der Basis nicht aussagekräftiger Kennwerte beruhen und so Missdeutung entstehen können.

Zum Beispiel lässt nach den Erfahrungen in der Bremsenentwicklung die Bewertung des Abriebverhaltens eines Belagmaterials gegenüber der Scheibe alleine keine zuverlässige Prognose zu, wie sich das Verschleißverhalten im Zusammenspiel mit dem System Radbremse darstellen wird. Es können sich durchaus unterschiedliche Verschleißbilder für gleiche Sättel und gleiches Belagmaterial ergeben. Insbesondere das Lüftverhalten, d. h. die Verteilung des durch den Dichtring erzeugten Lüftspiels auf die beiden Scheibenseiten im Zusammenspiel mit der Höhe des Scheibenschlags wird in diesem Zusammenhang als wesentlich erachtet. Bei unbetätigter Bremse bedeutet ein größerer Schlag bei gleichem Lüftspiel nicht automatisch eine höhere DTV-Erzeugung, sondern eher, dass sich der Verschleiß auf beide Scheibenseiten verteilt. Ein kleiner Schlag kann dazu führen, dass es nur zu einseitigem Verschleiß kommt und sich somit der gesamte auf der anderen Seite des Reibringes verbleibende Schlag als Schwankung der Scheibendicke wieder findet.

Dass ein höherer Schlag (fertigungs- oder montagebedingter sowie durch dynamische Radkräfte hervorgerufener), ein geringeres Lüftspiel bzw. höheres Restmoment mit einer stärkeren DTV-Erzeugung in Verbindung gebracht wird, ist nicht allgemeingültig. Es kommt vielmehr auf die Verläufe des Verschleißes über dem Umfang beider Scheibenseiten an, die so ausfallen können, dass gar keine DTV erzeugt wird bzw. sie abnimmt, obwohl lokaler Verschleiß stattfindet und der Schlagwert abnimmt.

Neben diesen geometrischen Abhängigkeiten ist der Einfluss der Kräfteverhältnisse im Sattel und deren konstruktive Auslegung, die zu bestimmten lokalen Kontaktkräften zwischen Belag und Scheibe bei unbetätigter Bremse führen, auf das Zustandekommen eines bestimmten Verschleißbilds zu untersuchen. In der Regel liegen zwischen Kolben- und Faustseite des Sattels asymmetrisch verteilte Elastizitäten vor, sodass bei einer Berührung der Scheibe mit den außen- bzw. innen liegenden Belägen jeweils unterschiedliche Kontaktkräfte zu erwarten sind. Die Kraftverhältnisse im Sattel hängen wiederum von vielen konstruktiven Parametern ab.

Für eine durchgängige Betrachtung des Schädigungsmechanismus der Brems Scheibengeometrie, die die Einflüsse seitens der Reibpaarung, des Fahrbetriebs sowie die geometrischen

und die Kräfteverhältnisse im Bereich des Bremssattels und der dynamischen Scheibengeometrie berücksichtigt, fehlen Modelle oder in der Literatur zugängliche werden nicht angewendet, um Erklärungen für beobachtete Erscheinungen geben zu können. Eine ausbleibende DTV-Erzeugung wird, wie später gezeigt, zum Beispiel, oftmals der Reibpaarung bzw. dem Belagmaterial zugeschrieben, obwohl andere Effekte auch zu diesem Ergebnis führen können.

Bezüglich des Verhaltens bei Bremsungen wird in der Regel davon ausgegangen, dass eine DTV-Glättung stattfindet, weil die dickste Stelle am Umfang abgetragen wird. Erklärungen für eine beobachtete DTV-Zunahme in Zyklen mit Bremsungen werden nicht gegeben.

Nachfolgend werden die in der Literatur zu findenden Modelle zur DTV-Erzeugung und – Korrektur sowie ihre Defizite im Einzelnen erläutert und anhand von Beispielen illustriert. Im Hinblick auf die allgemeine Zielsetzung, eine Analysemethode für den Schädigungsmechanismus zu erarbeiten, wird dabei der Forschungsbedarf bezüglich einer durchgängigen Betrachtung des Schädigungsmechanismus dargestellt und im Anschluss der Ansatz dieser Arbeit vorgestellt.

Zunächst werden Betrachtungen vorgenommen, um die geometrischen Veränderungen des Reibringes bei ungleichförmigem Verschleiß zu untersuchen. Anschließend erfolgt die Analyse der beteiligten Kontaktkräfte zwischen Belägen und Scheibe bei unbetätigter Bremse. Das Verhalten bei Bremsungen wird anhand eines einfachen Modells erklärt.

## **3.2 Modelle zur Veränderung der Reibringgeometrie**

### **3.2.1 Radiale Ausdehnung des Reibringverschleißes**

Der Ausdehnung des Verschleißes nimmt nach den in der Literatur zugänglichen Modellen zur Entwicklung des ungleichförmigen Scheibenverschleißes durch die Berührung von Belägen und Scheibe von radial außen nach innen zu, wie z. B. bei Eggleston<sup>139</sup>, wobei schematisch davon ausgegangen wird, dass an Stellen der größten Scheibenauslenkung um 180° versetzte Stellen minimaler Scheibendicke und damit Scheibendickenschwankungen über dem Umfang entstehen (Abbildung 3-1).

---

<sup>139</sup> Eggleston, Cold Judder, 1999, S. 4



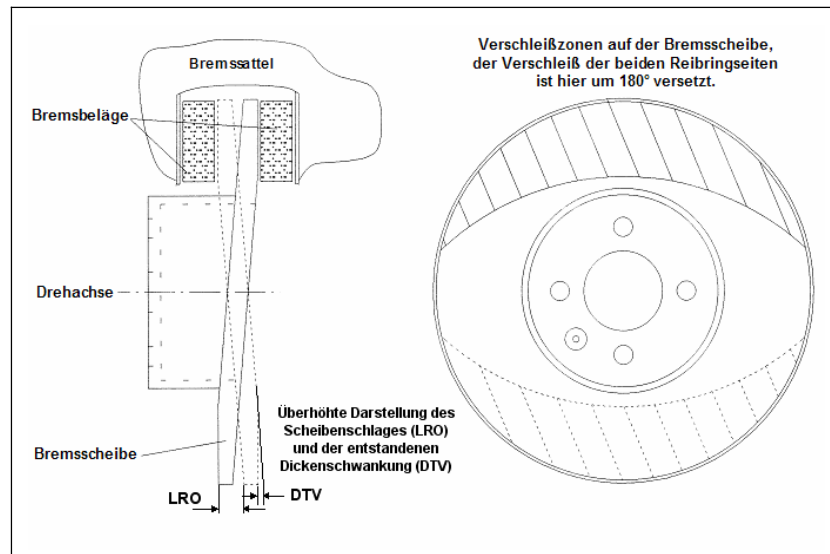


Abbildung 3-1: Zonen lokalen Verschleißes auf der Scheibe durch Fahrten bei unbetätigter Bremse, Quelle: nach Eggleston, Cold Judder, 1999, S. 4

Bei Lee<sup>140</sup> findet durch einen entsprechend großen Schlag und aufgrund der Tatsache, dass der Schnittpunkt von Dreh- und Symmetrieachse der Scheibe in der Ebene in Mitten des Reibmaterials des kolbenseitigen Belages liegen auch auf einer Scheibenseite an der radial innen liegenden Kante des kolbenseitigen Belages eine Berührung statt (Abbildung 3-2). Dies setzt allerdings voraus, dass der kolbenseitige Belag eine Bewegung in z-Richtung ausführt und gleichzeitig durch eine Vorspannkraft – z. B. durch die elastische Kraft des Kolbendichtungs – an die Scheibe gedrückt wird.

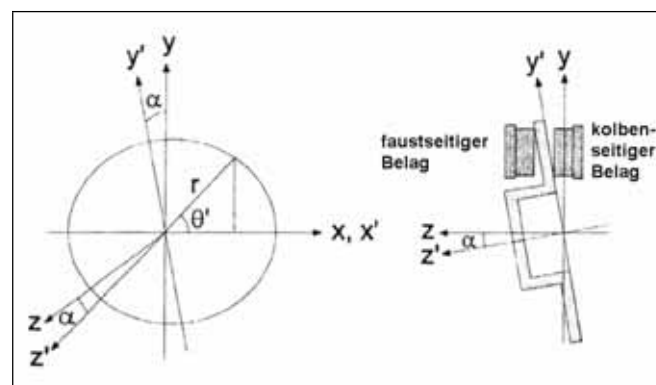


Abbildung 3-2: Kontaktbedingungen einer Bremsscheibe mit axialem Scheibenschlag (Quelle Lee, Conditions of frictional contact in disk brakes, 1998, S. 170)

### Schlussfolgerung:

Bei der Betrachtung des radialen Verschleißfortschritts bedarf es einer Analyse der Kontaktbedingungen über der gesamten Belagfläche, um Einflüsse auf den radialen Fortschritt des

<sup>140</sup> Lee et al., Conditions of frictional contact in disk brakes, 1998, S. 170

Verschleißes auf dem Reibring erklären zu können. Die Betrachtung über eindimensionale Modelle reicht nicht aus.

### 3.2.2 Tangentiale Ausdehnung des Reibringverschleißes

Die tangentielle Ausdehnung des Reibringverschleißes auf einem Radius betrachtet Engel<sup>141</sup> über dem abgewinkelten Reibringumfang anhand der schematischen Darstellung (Abbildung 3-3). Er stellt daran Überlegungen bezüglich der Veränderung der in der Anregung des Kalt-rubbels enthaltenen Frequenzen an. Zunächst stellt ein höherer Schlag mehr potenziell in Dickenschwankungen umzuwandelndes Scheibenmaterial dar. So würde bei einem einseitigen Abtrag der gesamte Schlag  $S$  der unverschlissenen Scheibenseite als DTV verbleiben (Fall 1) und vorwiegend DTV der 1. Ordnung vorliegen. Bei beidseitigem Verschleiß (Fall 2) kommt es zu einer überwiegenden DTV der 2. Ordnung. In dem Moment, an dem sich die verschleißenden Umfangswinkelbereiche beider Scheibenseiten überlappen, findet keine Erhöhung der DTV mehr statt, da die dickste Stelle der Scheibe mit abgetragen wird. Nach der Einebnung des Schlages beider Seiten liegt eine Scheibe ohne Schlag und ohne DTV mit der Dicke  $d_{end}$  vor.

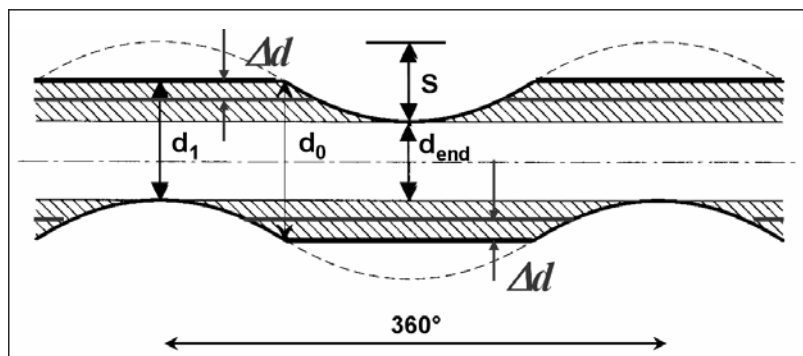


Abbildung 3-3: Modell zur DTV-Erzeugung mit parallelem Abbau von Scheibenschlag (Quelle: nach Engel, Bremserregte Lenkunruhe, 1998, S. 80)

Fall 1: Nur einseitiger Abtrag:

$$DTV_1 = d_0 - d_1$$

$$DTV_2 = d_0 - d_1 + \Delta d$$

$$DTV_2 = DTV_1 + \Delta d$$

Fall 2: Beidseitiger Abtrag:

$$DTV_3 = d_0 - d_1 - \Delta d$$

$$DTV_3 = DTV_1 - \Delta d$$

$d_0$ :	Ausgangsdicke
$d_{1,2}$ :	Dicke nach Einebnung eines Teils des Schlages
$d_{end}$ :	Dicke nach vollst. Einebnung des Schlages

#### Defizit:

Dass der Verschleiß parallel zur Rotationsebene stattfindet, stellt einen Spezialfall dar, der nach den Erfahrungen in der Bremsenentwicklung im Allgemeinen nicht vorliegt. Eine Abnahme der DTV, zum Beispiel, kann bereits früher als in dem hier gezeigten Fall stattfinden. Die Beispiele unter Kapitel 5.1, „Verschleiß-Entwicklungen bei unbetätigter Bremse“ illustrieren dies.

<sup>141</sup> Engel, Bremserregte Lenkunruhe, 1998, S. 80

### **Schlussfolgerung**

Da der Verschleiß im Allgemeinen nicht parallel zur Rotationsebene ist, reicht die Betrachtung der Abnahme des Schlagwerts nicht aus, sondern auch der Verschleißumfangswinkel jeder Scheibenseite ist mit zu betrachten.

## **3.3 DTV als Kennwert für Vergleichsuntersuchungen**

### **3.3.1 DTV als Kennwert zum Vergleich von Reibpaarungen**

Abbildung 3-4 zeigt Versuchsergebnisse zur DTV-Erzeugung und –Korrektur. Es werden sechs verschiedene Reibpaarungen verglichen (zwei Belag- und drei Scheibenmaterialien). Es sind jeweils die DTV-Werte vor den Versuchen und nach der Fahrt bei unbetätigter Bremse („Off-brake mode“) und nach Bremsungen („On-brake mode“) auf drei Radien mit unterschiedlichen Abständen vom Außendurchmesser der Bremsscheibe abgebildet. Hierzu werden Tendenzaussagen zum Verschleißverhalten der Reibpaarung gemacht, dass zum Beispiel die stahlfreien Beläge (no-steel, NST) durch den geringeren Scheibenangriff eine geringere DTV-Erzeugung aufweisen als die stahlhaltigen Beläge (low-steel, LST)<sup>142</sup>. Folgende Inkonsistenzen lassen sich jedoch erkennen (hier zunächst für das Verhalten bei unbetätigter Bremse, das Verhalten bei Bremsungen wird weiter unten diskutiert): Die DTV nimmt in zweien der Fälle, während sie auf zwei Radien zunimmt, auf dem dritten ab (1). Weiterhin liegt die höchste DTV mal auf dem inneren, dem mittleren oder dem äußeren Radius vor (2). Dies ist mit dem Verschleißverhalten der Reibpaarung nicht zu erklären.

---

<sup>142</sup> Park(1) et al, DTV Generation and Recovery Test, 2005, S. 1ff

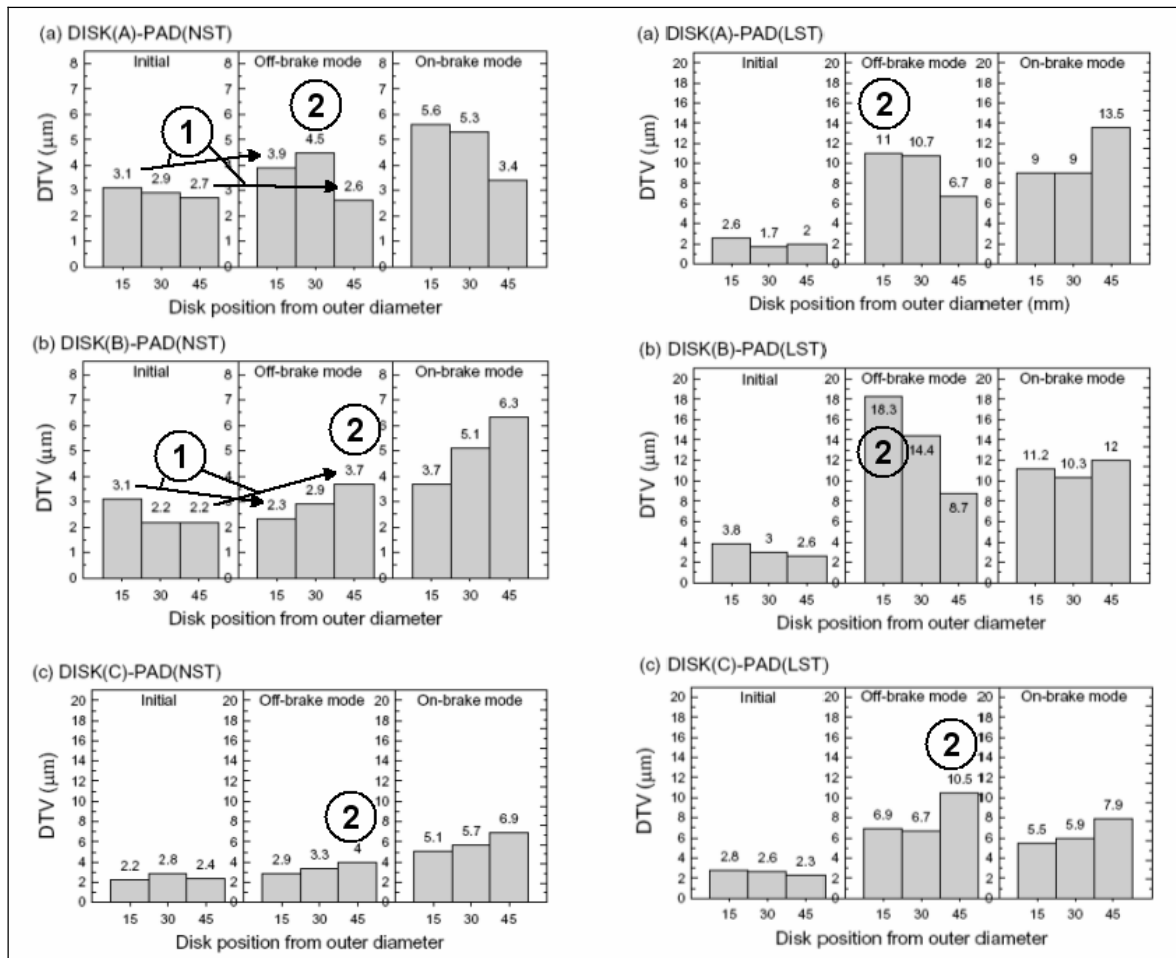


Abbildung 3-4: Versuchsergebnisse zur DTV-Erzeugung und -Korrektur – Vergleich verschiedener Reibpaarungen: 2 Sorten Beläge (Non-Steel, NST links, Low-Steel, LST rechts) und drei Scheiben mit unterschiedlichem Kohlenstoffgehalt (von A nach C: Kohlenstoffgehalt zunehmend, Härte und Zugfestigkeit abnehmend) (Quelle: Park(1) et al, DTV Generation and Recovery Test, 2005, S. 1ff)

### Defizit:

Der DTV-Wert reicht hier als Vergleichsgröße von Reibpaarungen nicht aus. Inkonsistenzen in den Entwicklungen, z. B. dass die DTV mal durch Bremsungen oder bei unbetätigter Fahrt abnimmt, können nicht aufgedeckt werden. Es bleibt unklar, wie sich die Schwankung der Scheibendicke über dem Umfang aus dem Reibringverschleiß beider Scheibenseiten zusammensetzt. Der alleinige Vergleich der DTV-Wert vor und nach einem Versuchsprogramm kann bedeuten, dass eventuelle Maxima, die zwischenzeitlich entstanden sind, unterschlagen werden.

### Schlussfolgerung:

Es bedarf der Analyse der Verschleißausdehnung über dem Umfang beider Reibringseiten und deren Beobachtung über der Fahrstrecke.

### 3.3.2 DTV als Schwellwert für die Wahrnehmbarkeit von Bremsenkaltrubbeln

1. Eggleston<sup>143</sup> stellt die DTV- und Schlagentwicklung über Fahrstrecke dar. Er nimmt einen linearen Anstieg des DTV-Werts und eine lineare Abnahme des Schlagwerts an (in Abbildung 3-5 als T.I.R. definiert, engl. total indicated runout). Abgesehen davon, dass die Gradienten in keinem aus der Beschreibung heraus nachvollziehbaren Zusammenhang stehen, sieht er nicht den Fall einer stagnierenden oder abnehmenden DTV vor. Bei rein einseitiger Erzeugung müsste die DTV doppelt so schnell ansteigen, bei zweiseitiger gleich großer Erzeugung müsste es spätestens bei der Hälfte des Schlagwertes (bei ca. 7.500 Meilen) zu einer Abnahme der DTV kommen. Siehe auch hierzu die Beispiele unter, 5.1.

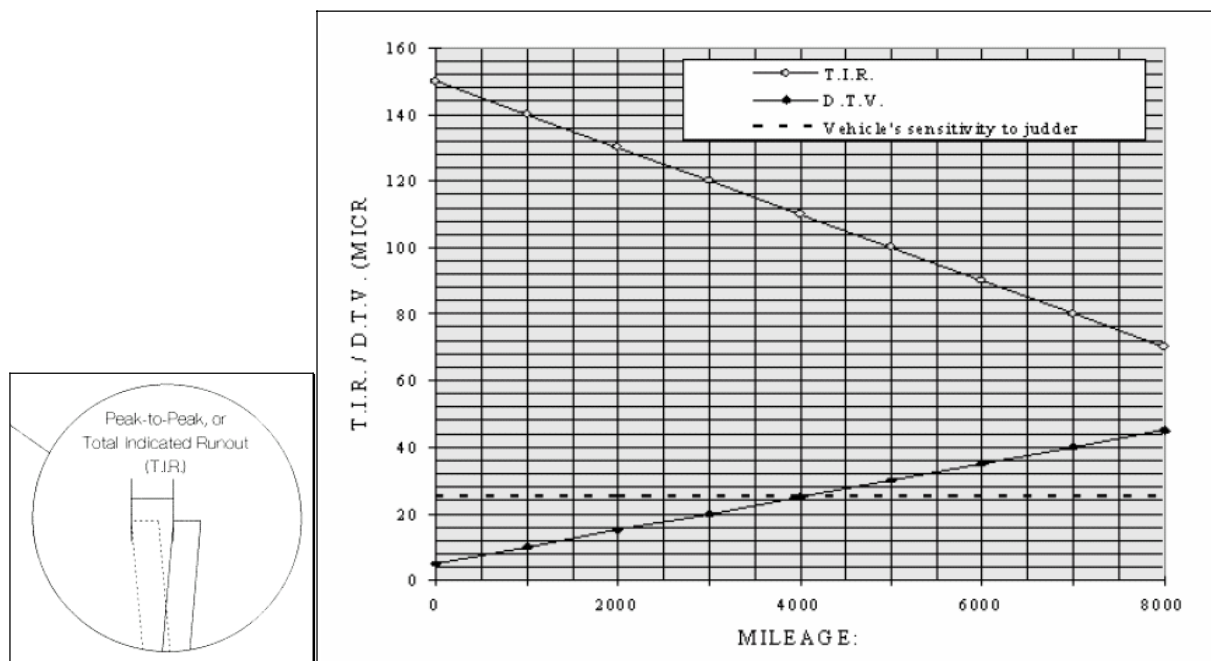


Abbildung 3-5: Schematische Darstellung der Entwicklung von Scheibenschlag (TIR, total indicated runout) und DTV über der Fahrstrecke (Mileage) bei beispielhafter DTV-Schwelle für die Wahrnehmbarkeit von Bremsenkaltrubbeln, (Quelle: Eggleston, Cold Judder, 1999, S.

4)

#### Defizit:

Eine reine Umwandlung von Schlag in DTV stellt eine zu starke Vereinfachung der Verschleiß-Entwicklung und ist nicht ausreichend als Basis für die Beurteilung der Fahrzeugempfindlichkeit. Hier fehlt die Darstellung der Schwingungsordnungen.

#### Schlussfolgerung:

Es bedarf zusätzlich der Betrachtung der Verschleißumfangswinkel und nicht nur die Betrachtung der Abnahme des Spitzenwerts sowie die Darstellung der Schwingungsordnungen über der Fahrstrecke.

<sup>143</sup> Eggleston, Cold Judder, 1999, S. 4

2. Haigh<sup>144</sup> vergleicht zwei Belagmaterialien in Fahrversuchen Abschnitte mit Bremsungen und Abschnitte bei unbetätigter Bremse und beobachtet ein unterschiedlich hohen Anstieg des DTV-Werts sowie ein unterschiedlich schnelles Erreichen eines maximalen DTV-Werts (Abbildung 3-6).

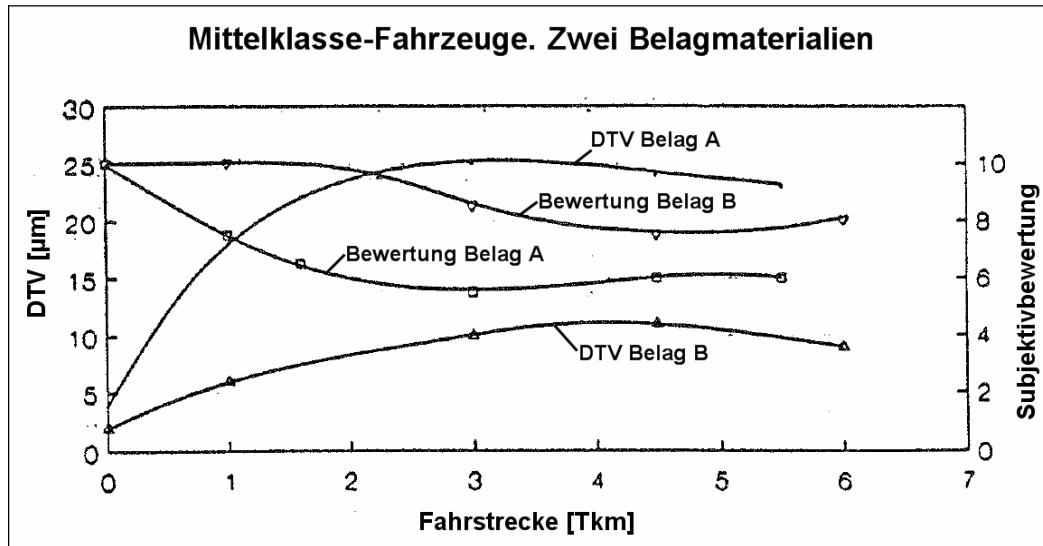


Abbildung 3-6: DTV-Entwicklung über der Fahrstrecke mit Subjektivbewertung der Schwingungsintensität durch den Fahrer, (Quelle: nach Haigh, *Vehicle judder under dynamic braking*, 1993, S. 250)

Es folgt dann eine leichte Abnahme der DTV mit einhergehenden höheren Subjektivbewertungen des Rubbelverhaltens durch die Testfahrer. Nach dieser Einschätzung schneidet Belagmaterial B besser ab. Die Gegenüberstellung von Subjektivbewertung und DTV aus den Werten der Abbildung 3-6 zeigt Abbildung 3-7. Man erkennt an der Steigung der Regressionsgeraden, dass geringe DTV-Werte mit höheren Subjektivurteilen einhergehen.

<sup>144</sup> Haigh et al., *Vehicle judder under dynamic braking*, 1993, S. 250

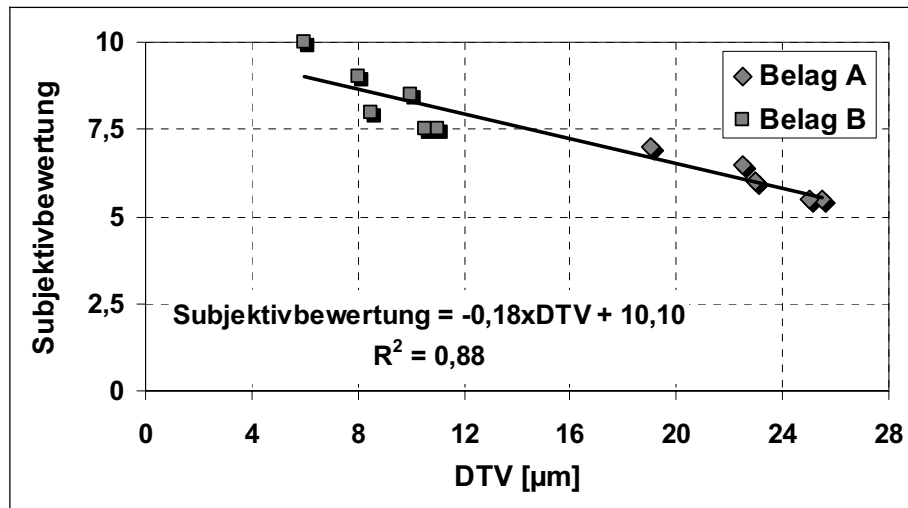


Abbildung 3-7: Gegenüberstellung von Subjektivbewertung und DTV (Werte aus Abbildung 3-6)

#### Defizit:

Die vergleichsweise geringere DTV-Erzeugung für das Belagmaterial B kann auch an einer überlappenden Ausdehnung des Verschleißes beider Reibringseiten über dem Scheibenumfang liegen (wie unter 3.2.2, „Tangentiale Ausdehnung des Reibringverschleißes“ erläutert). Dieses Verhalten allein dem Belagmaterial zuzuschreiben, erscheint gewagt. Es fehlt die Analyse, wo auf der Scheibe lokaler Verschleiß stattgefunden hat und zu welchen Teilen sich dies aus Bremsungen oder aus Fahrten bei unbetätigter Bremse zusammensetzt.

Er betrachtet weiterhin nicht die DTV-Ordnungen, die die subjektive Bewertung des Fahrers beeinflussen<sup>145</sup>. Theoretisch sind unterschiedliche Anregungsfrequenzen bei gleichem DTV-Wert denkbar.

#### Schlussfolgerung:

Analyse der Zusammensetzung des Verlaufs der Scheibendicke über dem Umfang aus dem Verschleiß beider Reibringseiten bei betätigter und unbetätigter Bremse sowie Analyse der Veränderung der DTV-Ordnungen über der Fahrstrecke.

### 3.4 Modelle zu den Kontaktkräften im unbetätigten Betrieb

1. Die vorstehend gezeigten Verschleißbilder werden maßgeblich durch die Kontaktkräfte zwischen Bremsbelägen und -scheibe bestimmt. Für die Erklärung der DTV-Entstehung bei unbetätigter Bremse beziehen sich Engel<sup>146</sup> und Grochowicz<sup>147</sup> bezüglich der wirkenden

<sup>145</sup> Engel, Bremserrigte Lenkunruhe, 1998, S. 41ff

<sup>146</sup> Engel, Bremserrigte Lenkunruhe, 1998, S. 80

<sup>147</sup> Grochowicz, Bremsdruck- und Bremsmomentenschwankungen, 1997, S. 120

Kräfte zwischen Belägen und Bremsscheibe auf das Modell von Haigh<sup>148</sup> (Abbildung 3-8). Hierbei werden zwei Federn bei der Berührung der Beläge durch die taumelnde Scheibe axial ausgelenkt.

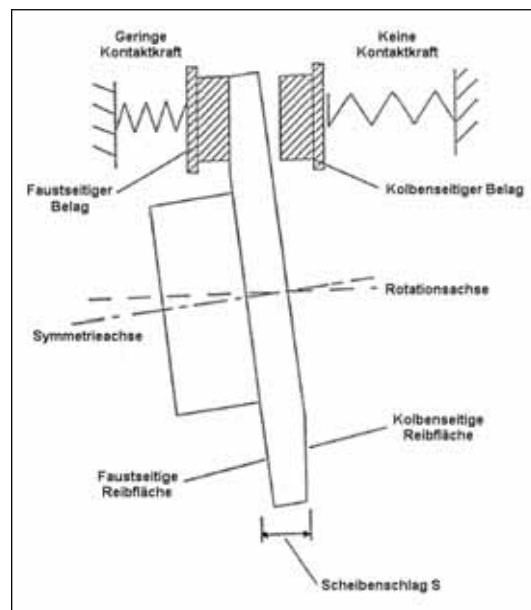


Abbildung 3-8: Federmodell zur Entstehung der Kontaktkräfte zwischen Bremsbelägen und taumelnder Bremsscheibe (Quelle: übersetzt nach Haigh, *Vehicle judder under dynamic braking*, 1993, S. 248)

Je höher der Scheibenschlag, desto größer sind die Kräfte. Eine höhere Flächenpressung  $p$  vergrößert nach Gleichung (3.1) die Reibleistung  $P_{reib}$  und damit den Verschleiß<sup>149</sup> ( $v_l$ : Anfangsgeschwindigkeit der Bremsung,  $\mu_m$ : mittlerer Reibwert).

$$P_{reib} = p \cdot v_l \cdot \mu_m \quad (3.1)$$

Es wird vereinfachend von symmetrischen Kräfteverhältnissen (gleiche maximale Auslenkung um 180° auf dem Umfang versetzt auf beiden Scheibenseiten bei gleichen Federsteifigkeiten) und damit von gleichem Abtrag auf beiden Seiten der Scheiben ausgegangen.

### Defizit und Schlussfolgerung:

In den Darstellungen Engel<sup>150</sup> und Grochowicz<sup>151</sup> werden die Reibkräfte und Elastizitäten im Führungssystem zwischen Bremssattel und Bremsenhalter zwar als Ursache für unterschiedliche Restreibkräfte zwischen der Scheibe und den beiden Belägen genannt, ihr Effekt auf die Kontaktkräfte bei drehender Scheibe mit Seitenschlag wird jedoch nicht näher analysiert und ist demnach zu untersuchen.

<sup>148</sup> Haigh et al., *Vehicle judder under dynamic braking*, 1993, S. 248

<sup>149</sup> Bremsenhandbuch, S. 315ff

<sup>150</sup> Engel, *Bremserregte Lenkunruhe*, 1998, S. 80

<sup>151</sup> Grochowicz, *Bremsdruck- und Bremsmomentenschwankungen*, 1997, S. 120



2. Börjesson<sup>152</sup> untersucht die Wirkung lokaler Kontaktkräfte zwischen Belägen und Scheibe bezüglich einer DTV-Erzeugung. Er hält dazu eine mit Schlag behaftete Scheibe in ständigem Kontakt mit den Belägen, sodass die Kontaktkraft zwischen ca. 40 N und 65 N schwankt. Je nach Belagmaterial und dessen Belastungsvorgeschichte (Anzahl von Bremsungen und Höhe der dabei umgesetzten Reibleistung) kann sich am Schlagmaximum eine reibungshemmende Schicht ausbilden. Sie führt dazu, dass dort vermehrt Material abgetragen wird und eine vergleichsweise größere Dickenschwankung erzeugt wird (siehe Abbildung 3-9).

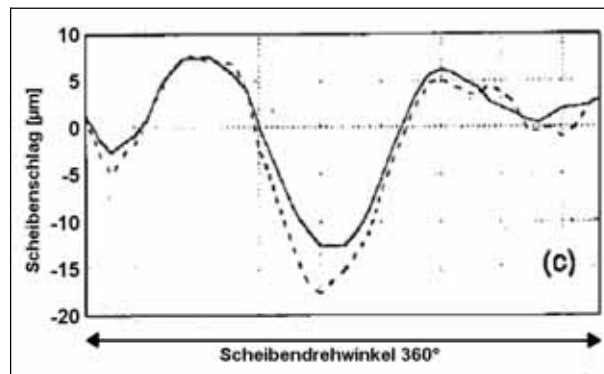


Abbildung 3-9: Scheibenschlag („Run-out“) über dem Umfang mit sichtbaren Zonen lokalen Verschleißes (gestrichelte Linie im Vergleich zum Anfangszustand – durchgezogene Linie) auf der Scheibe (Quelle, übersetzt nach Börjesson, *Friction films in automotive brakes*, 1993, S. 266)

Er folgert daraus, ohne den Nachweis zu führen, dass es dadurch, wenn auf diesen Zustand Bremsungen folgen, keine DTV-Glättung erfolgt, sondern die DTV-Erzeugung verstärkt wird, da an den Schlagmaxima durch die reibungshemmende Schicht zusätzlich Material abgetragen würde.

### Schlussfolgerung:

Dies macht deutlich, dass die Kenntnis, in welchem Winkelbereich des Scheibenumfangs und unter welchen Bedingungen, z. B. lokalen Kräften bei unbetätigter oder betätigter Bremse, lokaler Verschleiß generiert wird, notwendig ist, um das Abriebverhalten der Belag-Scheibe Kombination beurteilen zu können.

3. Auch Hodges<sup>153</sup> betrachtet die Erzeugung von DTV unter kleinen Kontaktkräften, indem er den Bremsdruck in Versuchen am Schwungmassenprüfstand auf niedrige konstante Werte regelt. Er behauptet, durch die damit verbundene kontinuierliche Verschleißnachstellung, Einflüsse, wie zum Beispiel das schlecht reproduzierbare Lüftverhalten eines Schwimmsattels, zu eliminieren. Er bewertet das DTV-Verhalten anhand der Höhe des DTV-Wertes auf drei Reibringraden nach einem Test mit einer simulierten Fahrstrecke von 3.600 km.

<sup>152</sup> Börjesson, *Friction films in automotive brakes*, 1993, S. 260ff

<sup>153</sup> Hodges, *Untersuchung von Bremsen-Kaltrubbeln*, 2001, S. 71f

**Defizit**

Da Hodges nicht das Zustandekommen des Verlaufes der Scheibendicke über dem Umfang analysiert, d. h. als Summe des Verschleißes zweier Scheibenseiten, kann er eine ausbleibende DTV-Erzeugung durch entsprechende Form des Verschleißes (siehe Beispiele unter Kapitel 5.1, S. 76ff) nicht feststellen und wird dies dem Belagmaterial zuschreiben. Dies wird weiterhin dadurch begünstigt, dass er DTV-Messungen nur an Anfang und Ende des Tests durchführt und Knicke im DTV-Verlauf nicht feststellen kann. Hier kann das Belagmaterial falsch eingeschätzt werden, weil eventuell zwischenzeitlich ein höherer DTV-Wert erreicht wurde.

Einflüsse auf den Reibringverschleiß seitens der Sattelkonstruktion werden hier nicht betrachtet bzw. vermeintlich eliminiert. Reibkräfte sowie Elastizitäten im Führungssystem des Sattels werden nicht berücksichtigt, z. B. unter der Einwirkung unterschiedlich großer Scheibenschläge.

**Schlussfolgerung:**

Neben der geometrischen Analyse des Verschleißes beider Reibringseiten über dem Umfang und sowie dessen Beobachtung über der Fahrstrecke bedarf es der Analyse der Einflüsse auf die Kontaktkräfte zwischen Belägen und Scheibe seitens der Sattelkonstruktion.

4. Doi<sup>154</sup> und Tamasho<sup>155</sup> analysieren die Komponenten der auf die Scheibe wirkenden Normalkräfte, die von der Sattelkonstruktion beeinflusst werden, um Maßnahmen zur Minimierung des Restbremsmoments und damit einhergehender geringerer DTV-Erzeugung bei unbetätigter Bremse zu finden. Die Vergrößerung des einlaufseitigen Lüftspiels und die Veränderung der axialen Schwerpunktslage (Verkleinerung des Hebelarms  $d$ , sodass sich die Kraft,  $F_{CBR}$  in Abbildung 3-10, zwischen Belägen und Scheibe bei Sattelverdrehung verkleinert) sind die ermittelten Haupteffekte, die zu einer Verringerung des Restmomentes beitragen.

---

<sup>154</sup> Doi et al., Brake judder reduction technology, 2000, S. 497ff

<sup>155</sup> Tamasho et al., Technique for reducing brake drag torque, 2000, S. 67ff

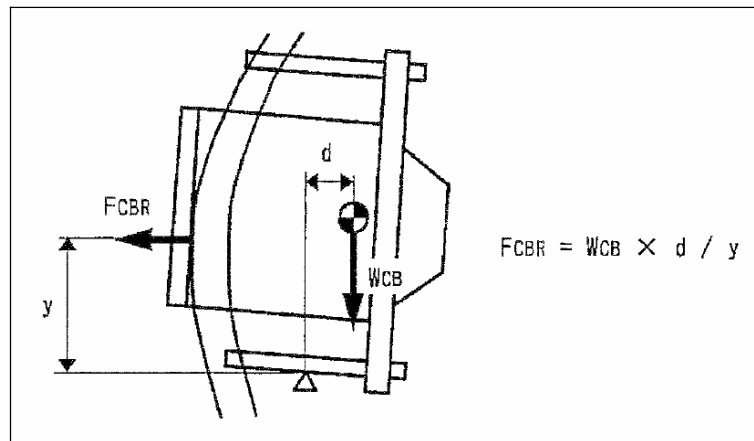


Abbildung 3-10: Kraft ( $F_{CBR}$ ) auf die Scheibe bei Verdrehung des Gehäuses (Quelle Tamasho et al., *Technique for reducing brake drag torque*, 2000, S. 71)

Weiterhin wird ein Belagmaterial entwickelt, das sich durch einen niedrigen Scheibenangriff auszeichnet (bei gleichzeitig höherem Reibwert als für den japanischen Markt üblich, dennoch liegt er unter dem für den europäischen Markt typischen) und somit während der Fahrt bei unbetätigter Bremse eine geringere DTV-Erzeugung zur Folge hat.

Im Ergebnis zeigt sich, dass eine DTV-Erzeugung (hier allerdings lediglich anhand der DTV 1. Ordnung beurteilt) – im Vergleich zur Konfiguration vorher – weitestgehend ausbleibt (Abbildung 3-11).

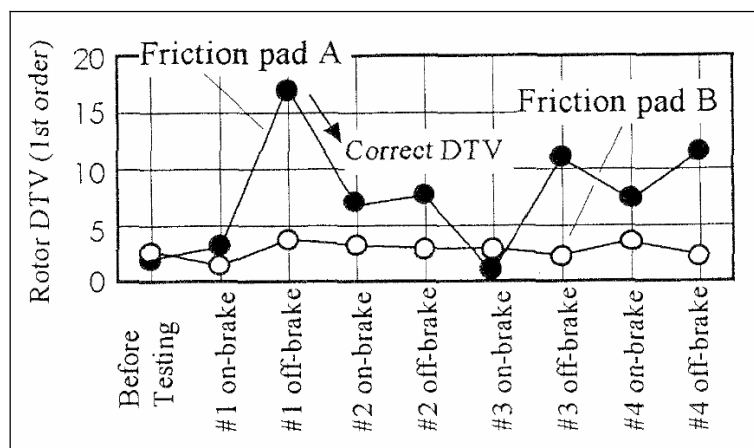


Abbildung 3-11: Ergebnisse aus Prüfstandtests: Entwicklung der DTV 1. Ordnung ("Rotor DTV (1<sup>st</sup> order)") in Zyklen mit betätigter („on-brake“) und unbetätigter Bremse („off-brake“) (Quelle: Doi et al., *Brake judder reduction technology*, 2000, S. 498)

Dies ist nach Doi<sup>156</sup> Resultat der Belagmaterialauswahl und der Minimierung des Restmomentes.

<sup>156</sup> Doi et al., *Brake judder reduction technology*, 2000, S. 502

### Defizit

Die Effekte sind anhand dieser Ergebnisse (der Betrachtung der DTV 1. Ordnung über der Fahrstrecke) nicht trennbar, abgesehen davon, dass sich eine DTV 2. Ordnung hätte entwickeln können.

Abbildung 3-12 zeigt die Analyse des Restmoments vor und Abbildung 3-13 nach der Verbesserung. An der verbesserten Konfiguration findet nahezu nur noch eine einseitige Auslenkung, nämlich des faustseitigen Bremsbelags („Outer Pad“), statt. Dies ist auf die Lüftspielvergrößerung zurückzuführen und bei etwa gleich großer axialer Scheibenauslenkung von ca. 100  $\mu\text{m}$  ist folglich das Restmoment kleiner geworden. Das maximale Restmoment wurde zuvor von der Berührung mit dem kolbenseitigen Belag („Inner Pad“) bestimmt. Diese Auslenkung wird durch das vergrößerte Lüftspiel vermieden.

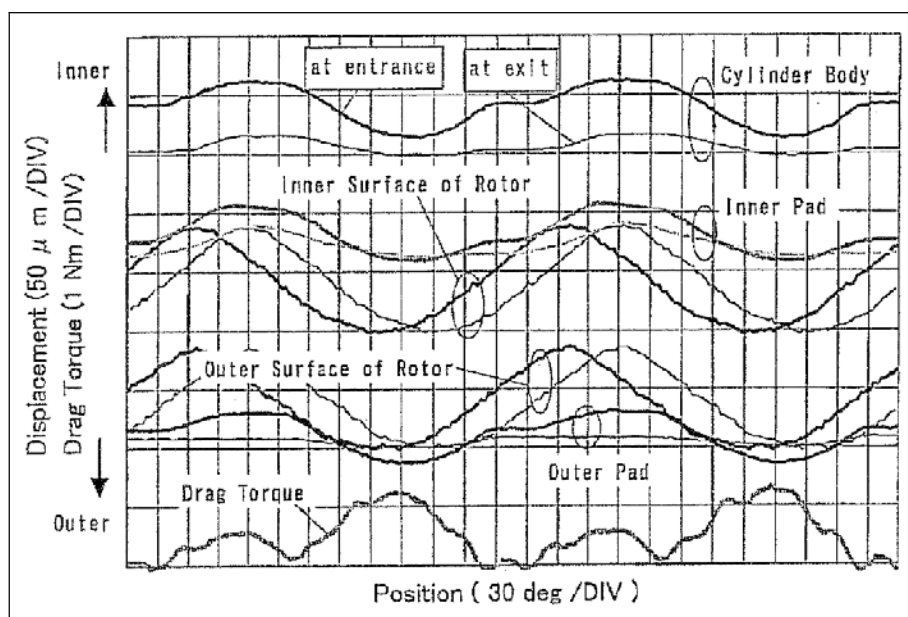


Abbildung 3-12: Auslenkung des Sattels und der Beläge durch die Scheibe, Messergebnisse vor Verbesserung (Quelle, Tamasho, Technique for reducing brake drag torque, 2000, S.

69/71)

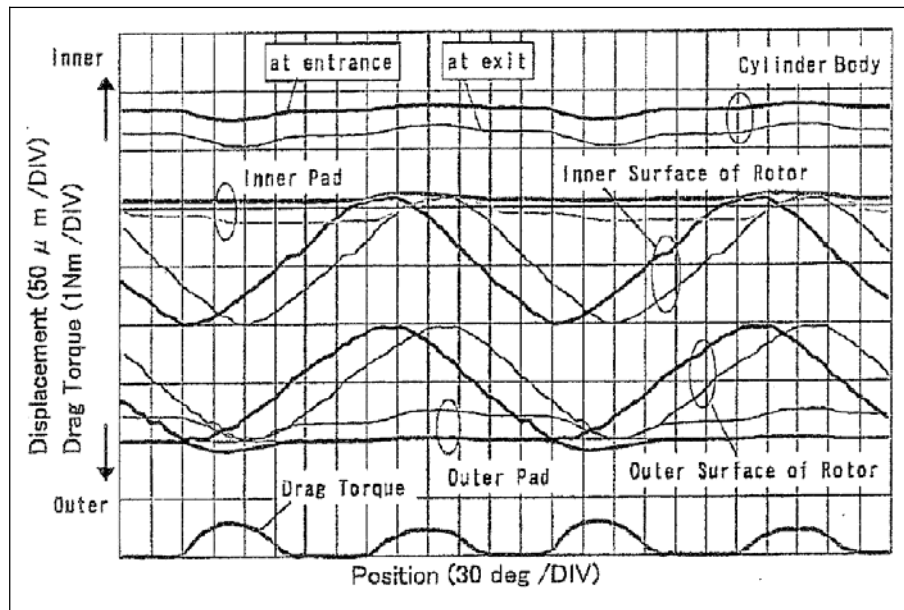


Abbildung 3-13: Auslenkung des Sattels und der Beläge durch die Scheibe, Messergebnisse nach Verbesserung (Quelle, Tamasho, *Technique for reducing brake drag torque*, 2000, S. 69/71)

Welchen Anteil das Belagmaterial an dem gezeigten DTV-Verhalten hat, kann so nicht ermittelt werden. Es zeigt sich eine nur einseitige Berührung, die zwar zu einem langsameren Anstieg der DTV, aber wie später gezeigt wird (siehe Beispiel 3, Kapitel 5.1.3; Seite 80), über der Fahrstrecke zu einer größeren DTV führen kann. Weiterhin werden hier nur Feder- und keine Reibkräfte betrachtet, die einen konstanten, auslenkungsunabhängigen Anteil am Restmoment haben. Auch die Betrachtung anhand eines eindimensionalen Modells ohne Berücksichtigung des Ortes des Kontakts zwischen Belag und Scheibe stellt eine zu starke Vereinfachung dar, da sich der Reibradius, der direkt ins Restmoment eingeht, verändern kann.

#### Schlussfolgerung:

Die Bewertung des Belagmaterials hätte unter gleichen Anfangsbedingungen, d. h. gleicher Lüftspielverteilung (bei gleichem Scheibenschlag liegt damit eine (theoretisch) annähernd gleiche Kontaktkraft vor), stattfinden müssen. Eine Schlagvariation bei gleichem Belagmaterial ließe die Wirksamkeit der Schwerpunktsverschiebung beurteilen (es fände eine Variation der Kontaktkraft bei Sattelverdrehung statt). Weiterhin sind die Berührbereiche zwischen Belägen und Scheibe über der Reibringhöhe zu analysieren.

### 3.5 Verhalten bei Bremsungen

Engel<sup>157</sup> beobachtet in Fahrversuchen eine Glättung der vorhandenen DTV über der Fahrstrecke (Abbildung 3-14). Hier findet der Abtrag an den dickeren Stellen der Scheibe statt,

<sup>157</sup> Engel, *Bremserregte Lenkunruhe*, 1998, S. 86f

also an den Stellen, an denen zuvor bei unbetätigter Bremse kein lokaler Verschleiß stattgefunden hat.

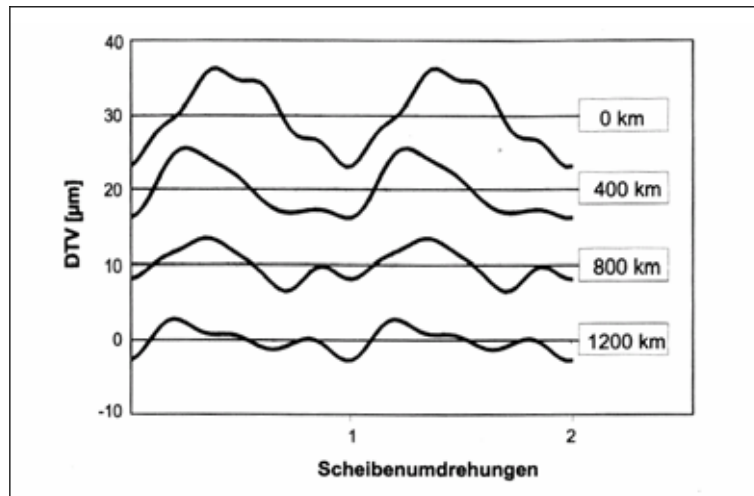


Abbildung 3-14: Glättung von DTV durch Bremsungen, Messung (Quelle, Engel, Brems-erregte Lenkunruhe, 1998, S. 86)

Trotz der von Doi<sup>158</sup> genannten Maßnahmen (im Wesentlichen eine Versteifung der Sattelkonstruktion), die zu einer Vergleichmäßigung der Anpressdruckverteilung zwischen Belägen und Scheibe und damit zu einer verbesserten DTV-Glättungsfähigkeit führen sollen, zeigen die Messungen einen leichten Anstieg der DTV 1. Ordnung in den Abschnitten mit Bremsungen („on-brake“ in Abbildung 3-15). Abgesehen davon erscheint die Höhe der vor den Bremsungen vorliegenden DTV nicht groß genug (2-3 µm), um daran die Wirkung von konstruktiven Maßnahmen auf die Glättung von DTV nachzuweisen.

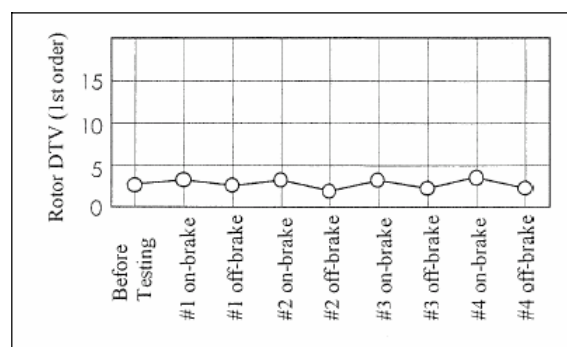


Abbildung 3-15: Messergebnisse aus einem DTV-Dauerlauf: DTV 1. Ordnung über der Fahrstrecke mit abwechselnden Abschnitten betätigter und unbetätigter Bremse (Quelle: Doi et al., Brake judder reduction technology, 2000, S.502)

Die Messungen von Park(1)<sup>159</sup> zeigen, dass der DTV-Wert bei Bremsungen („on-brake“, siehe Abbildung 3-16 links) auf den Radien einer Bremsscheibe sowohl abnehmen als auch

<sup>158</sup> Doi et al., Brake judder reduction technology, 2000, S. 502

<sup>159</sup> Park(1) et al., DTV Generation and Recovery Test, 2005, S. 4/6

zunehmen kann. Trotz dieser Inkonsistenzen auf einem Reibring werden Tendenzaussagen zum Glättungsverhalten der Reibpaarung gemacht. Rechts im Bild nehmen die DTV-Werte auf allen Radien zu.

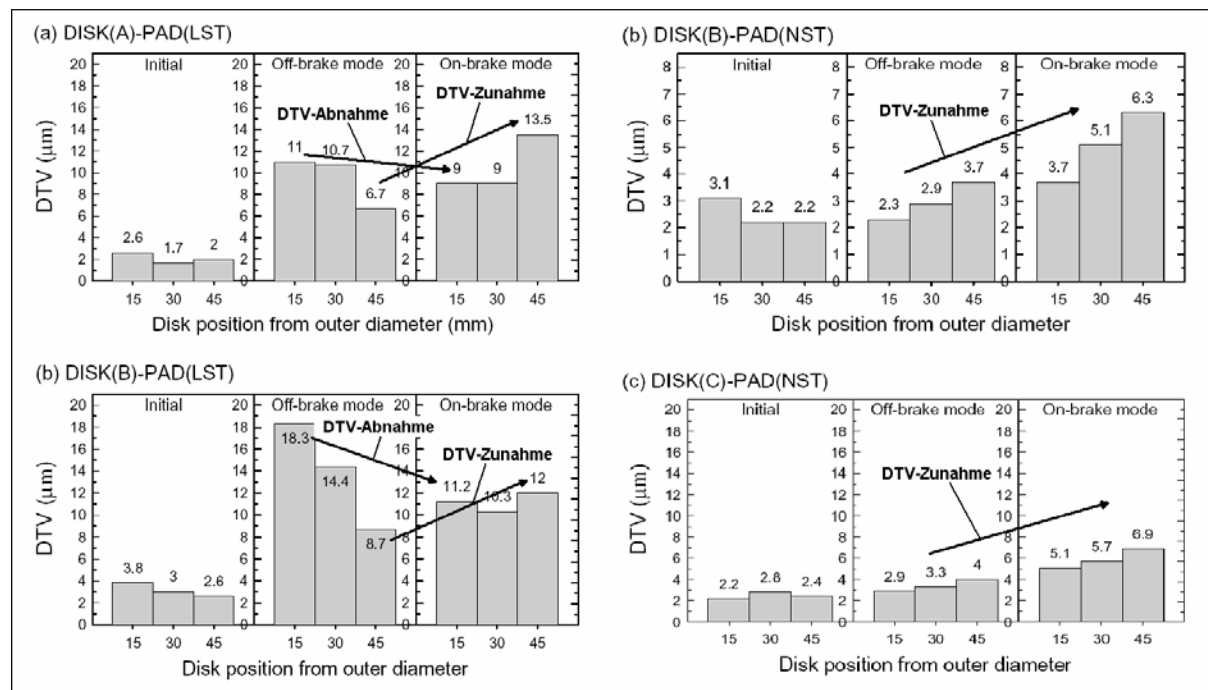


Abbildung 3-16: Messungen zur DTV-Erzeugung und -Korrektur (Auszug aus Park(1) et al., *DTV Generation and Recovery Test*, 2005, S. 4/6)

### Defizit:

Diese uneinheitlichen Ergebnisse machen deutlich, dass der DTV-Wert ohne Analyse des Zustandekommens kein geeigneter Kennwert für den Vergleich von Reibpaarungen ist.

Weiterhin liegt bei dem hier genannten „On-brake-Mode“ kein rein gebremster Betrieb vor (Es wird angegeben, dass 5.300 km zurückgelegt werden, worin über 432 Bremsungen enthalten sind, d. h. es wird ca. alle 12,3 km gebremst, was wiederum bedeutet, dass bei einem angenommenen Bremsweg von 50 Metern, nur ca. 22 km Bremsungen enthalten sind). Das heißt, es existieren während dieses Fahrzyklus auch Phasen, in denen die Bremse nicht betätigt wird, und wobei eine DTV-Erzeugung stattfinden kann (siehe Abbildung 3-16 rechts: DTV-Anstieg auf allen drei Radien).

### Schlussfolgerung:

Wie auch für den Fall der unbetätigten Bremse bedarf es bei Bremsungen der Analyse des Verschleißes des Reibrings über dem Umfang. Weiterhin sind für Versuche, wenn man das Glättungsverhalten einer Radbremse beurteilen will, rein gebremste Zyklen zu entwickeln.

### **3.6 Fazit zum Forschungsbedarf - Schlussfolgerungen für weitere Untersuchungen:**

#### **3.6.1 Kennwerte zur Darstellung der Verschleißgeometrie über der Fahrstrecke**

Da der Verschleiß bei unbetätigter Bremse im Allgemeinen nicht parallel zur Rotationsebene der Scheibe ist, reicht die Betrachtung der Abnahme der Schlagwerte beider Scheibenseiten sowie die vergleichende Betrachtung der Höhe des Schlagwerts als relevantes Maß für eine beschleunigte DTV-Erzeugung nicht aus. Die Analyse der Ausdehnung des Verschleißes jeder Reibringseite ist zusätzlich über dem Umfang notwendig. So kann der Gradient des DTV-Werts über der Fahrstrecke erklärt werden. Eine ausbleibende DTV-Erzeugung, zum Beispiel, kann sich rein geometrisch ergeben und muss nicht aus einer geringen Aggressivität des Belagmaterials gegenüber dem Scheibenwerkstoff resultieren. Weiterhin kann eine rein einseitige Erzeugung ungünstiger sein als eine zweiseitige, da bei größeren Fahrstrecken höhere DTV-Werte erreicht werden, und dies muss z. B. nicht von einem höheren Schlagwert herrühren. Vorstehende Punkte sind zu betrachten, um Fehldeutungen bei DTV-Untersuchungen zu vermeiden.

Der alleinige Vergleich von DTV-Werten vor und nach einem Dauerlaufzyklus birgt die Gefahr, dass eventuelle Maxima, die zwischenzeitlich entstanden sind, unterschlagen werden und das Verschleißverhalten falsch bewertet wird. Daher ist eine laufende Erfassung über der Fahrstrecke notwendig. Um einen Bezug zu Subjektivbewertungen von Testfahrern oder objektiv eine Korrelation zu Bremsmomentenschwankungen herstellen zu können, ist die Analyse der DTV-Ordnungen über der Fahrstrecke ebenso erforderlich. Der DTV-Wert alleine ist kein aussagekräftiger Kennwert für die Schwelle einer Wahrnehmung von Schwingungen, die durch Bremsmomentenschwankungen angeregt werden. Theoretisch sind unterschiedliche Anregungsfrequenzen bei gleichem DTV-Wert denkbar. Die Theorie zeigt auch, dass die DTV 1. Ordnung noch weiter ansteigen kann, obwohl der Wert der DTV bereits abnimmt. Weiterhin bedeutet eine überwiegende Erzeugung auf einer Scheibenseite nicht automatisch, dass dies in einer größeren DTV 1. gegenüber der 2. Ordnung resultiert.

#### **3.6.2 Einflüsse auf den Scheibenverschleiß – Analyse der Kontaktkräfte und –bereiche**

Bei der Betrachtung der Veränderung der radialen Verschleißausdehnung auf dem Reibring bedarf es einer Analyse der Kontaktbedingungen über der gesamten Belagfläche, um Einflüsse auf die radiale Ausdehnung des Verschleißes auf dem Reibring erklären zu können. Die Betrachtung über eindimensionale Modelle oder auf nur einem Reibringradius (die DTV-Werte auf verschiedenen Radien können z. B. unterschiedlich sein) reicht für eine solche Erklärung nicht aus.



Neben der Analyse des Verschleißes beider Reibringseiten über dem Umfang und sowie dessen Beobachtung über der Fahrstrecke, bedarf es der Analyse der im Folgenden genannten Einflüsse auf die Kontaktkräfte zwischen Belägen und Scheibe seitens der Sattelkonstruktion. Bei unbetätigter Fahrt sind hier die Reibkräfte und Elastizitäten im Führungssystem zwischen Bremssattel und Bremsenhalter sowie sonstige konstruktive Sattelparameter als Ursache für unterschiedliche Restreibkräfte zwischen der Scheibe und den beiden Belägen zu nennen. Der Einfluss der Höhe des lokalen Lüftspiels (und die Aufteilung auf die beiden Scheibenseiten) und des Betrags des Scheibenschlags – zumal er sich dynamisch ändern kann – auf die Kontakt- bzw. Restreibkräfte sind hierbei ebenso von Bedeutung.

Die Beurteilung des Abriebverhaltens der Belag-Scheibe Kombination in Bezug auf DTV wird in verschiedenen Untersuchungen in gemischten Fahrzyklen vorgenommen bzw. der Anstieg der DTV in gebremsten Zyklen legt nahe, dass keine Trennung dieser Fahrzyklen erfolgt ist. Die unterschiedlichen Bedingungen bei betätigter und unbetätigter Bremse erfordern jedoch eine separate Bewertung der Veränderung der Reibringgeometrie, d. h. die Analyse, in welchem Winkelbereich des Scheibenumfangs überwiegend Verschleiß bei betätigter und unbetätigter Bremse generiert wird.

Im folgenden Abschnitt werden der daraus abgeleitete Forschungsansatz mit einzelnen Aufgabenstellungen und zugehöriger Lösungsmethodik dargestellt.

### **3.7 Präzisierung der Aufgabenstellung - Lösungsansatz und Methodik**

- **Hauptaufgabe:**  
Erarbeitung einer Analysemethode, die eine durchgängige Untersuchung der Einflüsse auf den ungleichförmigen Brems Scheibenverschleiß erlaubt. Dabei sind die Einflüsse seitens der Reibpaarung, des Fahrbetriebs sowie der Geometrien und der Kräfteverhältnisse im Bereich der Radbremse zu betrachten.
- **Teilaufgaben:**
  - Für den Betrieb bei unbetätigter Bremse: Aufbau eines Simulationsmodells einer Schwimmsattelbremse, mithilfe dessen die Kontaktstellen sowie -kräfte zwischen Belägen und Scheibe bei ihrer Berührung berechnet werden können. (Da die lokalen Kontaktkräfte im dynamischen Betrieb, d. h. unter Umfangs Kräften bzw. bei drehender Scheibe, mit keinem dem Verfasser bekannten Verfahren messbar sind und die Variation konstruktiver Sattelparameter im Versuch unverhältnismäßig aufwendig ist, wird hier die Simulation genutzt.)
  - Durchführung einer Parametervariation in der Simulation und Ermittlung der konstruktiven Parameter mit dem größten Einfluss auf die maximalen Kontaktkräfte und die dazugehörigen Kontaktwinkelbereiche durch eine Sensitivitätsanalyse. Dabei sind auch das lokale Lüftspiel und die Variation des Scheibenschlags zu berücksichtigen.

- Für den unbetätigten Betrieb werden auf Basis der Simulationsergebnisse Hypothesen für Bauteileinflüsse formuliert, die einen Bezug der Kräfteverhältnisse im Sattel zum ungleichförmigen Reibringverschleiß herstellen. Die Überprüfung der Hypothesen wird anhand des Vergleichs mit Ergebnissen aus Versuchen mit Bauteilvariationen vorgenommen. Die Ergebnisse sollen zeigen, inwieweit eine Verschleißprognose in Bezug auf das Bremsenkaltrubbeln auf Basis der Simulationsergebnisse möglich ist.
- Für den betätigten Betrieb (Beurteilung der Glättungsfähigkeit) wird ein Modell aus der Literatur angewendet. Die Versuche werden mit real geschädigten, DTV-behafteten Scheiben durchgeführt. Ein Prüfzyklus ist zu entwickeln.
- Auf Basis der theoretischen Überlegung bzw. Simulationsergebnissen: Darstellung der Verschleißentwicklung (hinsichtlich einer für eine Fußpunkterregung von Bremsmomentenschwankungen im Verlauf der Scheibendicke über dem Umfang enthaltenen Frequenzen und Amplituden) für den Betrieb bei unbetätigter und betätigter Bremse.
- Vergleich der theoretischen Verschleißentwicklung mit denen aus Experimenten.
- Um die theoretischen Vorhersagen mit denen aus Experimenten vergleichen zu können, bedarf es der Analyse des seitenbezogenen Reibringverschleißes über dem Scheibenumfang. Hierfür sind den Verschleiß repräsentierende Kennwerte zu definieren und eine entsprechende Messtechnik vorzusehen.
- Bei der Versuchsgestaltung ist eine Trennung der Fahrabschnitte mit Bremsbetätigungen und bei unbetätigter Bremse vorzunehmen. Dies hat in der Art zu geschehen, dass in den Zyklen mit Bremsungen kein Verschleiß bei unbetätigter Bremse und umgekehrt während der Fahrstrecken bei unbetätigter Bremse keine Bremsungen stattfinden kann.
- Die Verschleißkennwerte sowie die, die für eine Anregung von Bremsmomentenschwankungen repräsentativ sind (DTV, DTV 1. + 2. Ordnungen), sind über der Fahrstrecke darzustellen.

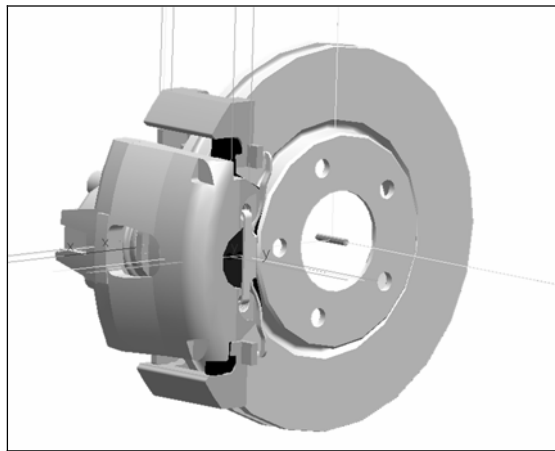
## 4 Simulation der Kontaktkräfte und -bereiche

### 4.1 Modellbildung und -aufbau

Das Ziel der Untersuchungen mittels der Simulation ist die Gewinnung von Hypothesen zu Bauteileinflüssen, die einen Bezug der Kräfteverhältnisse im Sattel zum ungleichförmigen Reibringverschleiß herstellen.

Die Eingangsgrößen des Simulationsmodells sind zum einen Parameter wie Massen, Steifigkeiten, Dämpfungen und Bewegungsfreiheitsgrade der Sattelkomponenten. Zum anderen werden aus Messungen ermittelte Größen, wie der Scheibenschlag, Lüftabstände zwischen Belägen und Scheibe und die Scheibendrehzahl in der Simulation nachgestellt.

Als Ausgangsgrößen werden die Kontaktkraft und der zugehörige Berührwinkelbereich berechnet. Anhand von Parameterstudien in der Simulation werden die Haupteinflussparameter auf die berechneten Kontaktkraftverläufe bestimmt. Die so gewonnenen, zunächst als hypothetisch zu betrachtenden quantitativen Aussagen über Einflussgrößen auf die lokalen Verschleißvorgänge im Bereich der Radbremsenkonstruktion dienen als Basis für eine Prognose der Verschleißentwicklung, die anhand von Ergebnissen aus dem Experiment überprüft wird.



*Abbildung 4-1: 3D-Ansicht des Mehrkörper-Simulationsmodells der Schwimmsattelbremse (Firma Continental Automotive Systems)*

In Abbildung 4-1 ist die dreidimensionale Ansicht des unter der Software Simpack erstellten Mehrkörper-Simulationsmodells abgebildet. Die dargestellten 3D-Geometrien sowie die Modellparameter sind einer Schwimmsattelbremse der Firma Continental Automotive Systems entnommen.

Der Aufbau des Modells und die wesentlichen nachgebildeten Sattelkomponenten sind in Abbildung 4-2 und Abbildung 4-3 dargestellt. Mithilfe dieser Modellstruktur lassen sich die meisten Serien-Schwimmsättel mit einem Kolben nachbilden. Sie unterscheiden sich neben den Werten für die einzelnen Parameter im Wesentlichen durch die Lage und Art der Sattel-

führungen und deren Steifigkeits- und Reibeigenschaften. Die Gehäuse- oder Belagbefederungen sind leicht variierbar.

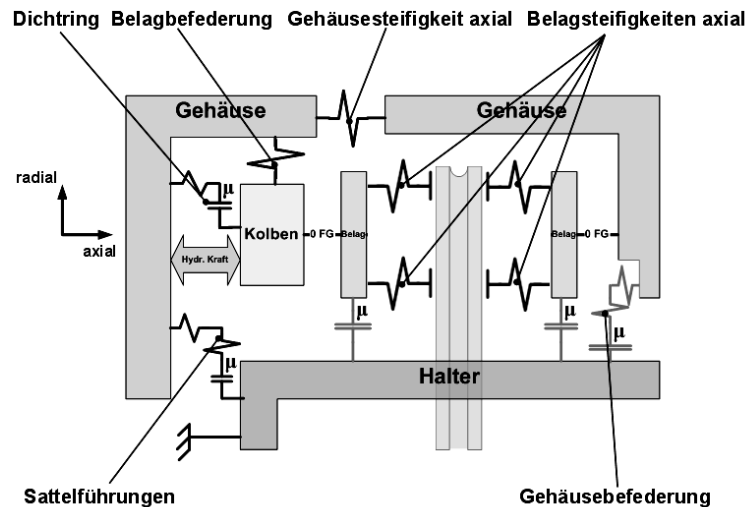


Abbildung 4-2:  
Struktur des MKS-  
Modells in  
Tangential-Schnitt

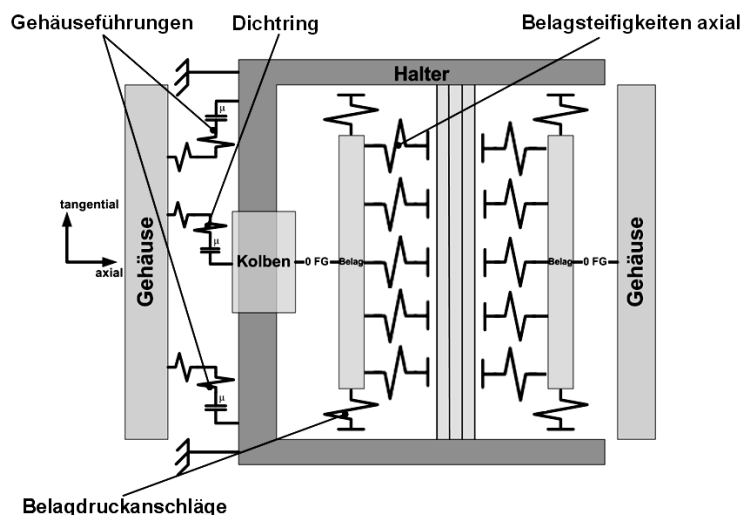
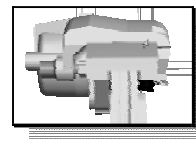
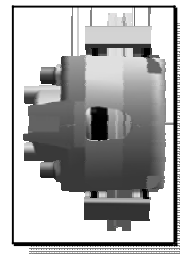


Abbildung 4-3:  
Struktur des MKS-  
Modells im  
Radial-Schnitt



Folgende Sattelkomponenten (mit Parametern) werden modelliert:

- sämtliche Bauteile als Starrkörper (Masse, Schwerpunktslage, Trägheitstensor)
- Gehäuse (Axialsteifigkeit) mit sechs Bewegungsfreiheitsgraden
- Beläge (Belagkompressibilitäten inkl. des Belag-Scheibe-Kontakts (sechs Stellen an den Belagkanten))
- Gehäuseführungen und Kolbendichttring (Reibungseigenschaften und Steifigkeiten)
- Belag- und Gehäusebefederungen (Steifigkeiten)
- Reibung zwischen Belagrückenplatten und Halter (Reibwert)

Die einzelnen Parameter wurden in separaten Versuchen bestimmt. Eine Übersicht über die Zahlenwerte findet sich im Anhang (11.1, Seite 130). Ihr Zusammenwirken wird mittels Validierungsexperimenten am Gesamtmodell überprüft (siehe 4.2). Bezüglich der Geometrie werden keine Untersuchungen im Bereich von Fertigungstoleranzen bzw. Serienstreuungen

durchgeführt, sondern nur die Abmessungen nach Zeichnungsangaben verwendet bzw. variiert.

Als Ausgangsgrößen erhält man – neben sämtlichen Bewegungs- und Kraftschnittgrößen – durch Modellierung des Belag-Scheibe-Kontaktes den zeitlichen Verlauf der dort wirkenden Kontaktkräfte.

## 4.2 Validierung

### 4.2.1 Validierungsstrategie - Validierung durch Parametervariation

Da es dem Verfasser nach kein bekanntes Verfahren zur Messung der lokalen Kontaktkräfte zwischen Belag und Scheibe, insbesondere bei drehender Scheibe und für einen Kraftbereich von weniger als 100 N existiert, besteht nicht die Möglichkeit der Parameteridentifikation über den direkten Vergleich von Mess- und Simulationsergebnissen.

Daher wird auf Versuche zurückgegriffen, die mittelbare Aussagen über die wirkenden Kräfte zwischen Belägen und Scheibe zulassen: Die Messungen der axialen Gehäuseverschiebekraft und des Restbremsmomentes.

Die beiden Versuche werden in der Simulation nachgestellt. Weiterhin werden Parameter, denen aus der Erfahrung der Bremsenentwicklung ein großer Einfluss auf die Größen axiale Verschiebekraft und Restbremsmoment zugeschrieben wird, am realen Sattel und am Simulationsmodell verändert und deren Auswirkung im Experiment und in der Simulation verglichen. Die Werte für die modifizierten Modell-Parameter werden in separaten Versuchen bestimmt. Anhand der Verläufe der axialen Gehäuseverschiebekraft über dem Verschiebeweg lassen sich die an der Gehäuseverschiebekraft beteiligten Komponenten identifizieren und somit Auswirkungen aufgrund von Parameteränderungen unmittelbar ablesen.<sup>160</sup>

Die Höhe des Restbremsmomentes ist unter der Annahme eines konstanten Reibwerts und eines konstanten Reibradius proportional zur axialen Kontaktkraft bei unbetätigter Bremse. Das heißt, die Messungen des Restbremsmomentes über einer Scheibenumdrehung werden mit der Resultierenden der während einer Umdrehung auf die Scheibe wirkenden Kontaktkräfte aus der Simulation verglichen.

Das Modell gilt als validiert, wenn die simulierten Verläufe der Gehäuseverschiebekräfte innerhalb des Streubandes der Messungen (4.2.3.2.3.1) liegen. Das minimale und das maximale Restbremsmoment dürfen jeweils maximal um 0,5 Nm (4.2.3.5.2) abweichen.

---

<sup>160</sup> In Voruntersuchungen wurde durch Weglassen verschiedener Sattelkomponenten, wie z.B. die Gehäusehaltefeder oder einer der beiden Beläge der Beitrag jeder einzelner Komponente an der Gesamtverschiebekraft ermittelt.

## 4.2.2 Auswahl der für die Validierung zu variierenden Parametern

### 4.2.2.1 Auswahlkriterien

- Der Parameter muss einen Einfluss besitzen, sodass er den Streubereich der Versuche zur axialen Gehäuseverschiebekraft von ca.  $\pm 10$  N übersteigt.
- Der modifizierte Einzelparameter ist verfügbar, z. B. in einem separaten Versuch bestimmbar.

### 4.2.2.2 Parameterauswahl

Bei einem Schwimmsattel tragen die folgenden Kräfte im Wesentlichen zum Verlauf der axialen Gehäuseverschiebekraft bei (Abbildung 4-4):

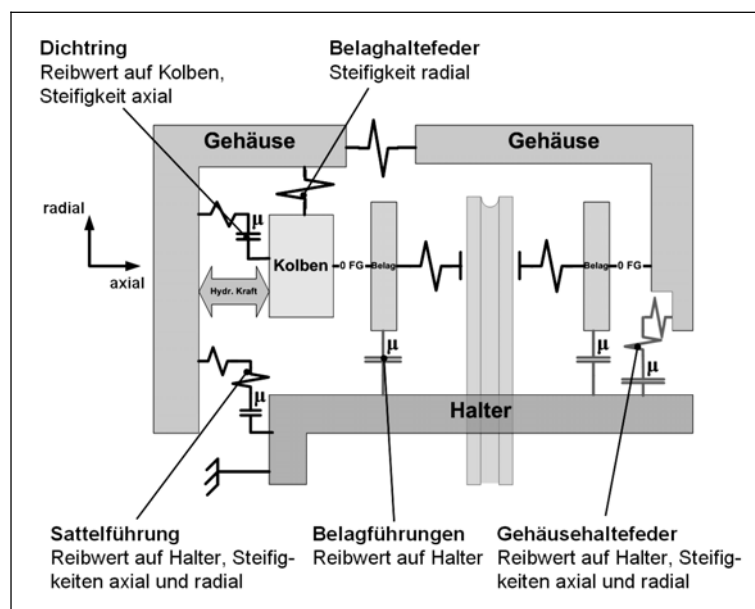


Abbildung 4-4: Komponenten der axialen Gehäuseverschiebekraft

1. axiale Reibkräfte zwischen Belagführungen und Halter,
2. axiale Feder- und Reibkräfte zwischen der Gehäusehalterefeder und dem Halter,
3. axiale Feder- und Reibkräfte zwischen den Gummi-Bushings und den Führungsbolzen.
4. axiale Feder- und Reibkräfte zwischen Dichtung und Kolben

zu 1. axiale Reibkräfte zwischen Belagführungen und Halter (faustseitig in Kombination mit der Belaghalterefeder):

Sie liegen im Bereich von ca. 5 N<sup>161</sup> und können nur in geringem Maße modifiziert werden. Sie werden daher in diesen Versuchen nicht variiert.

zu 2. axiale Feder- und Reibkräfte zwischen Gehäusehaltefeder und dem Halter:

Die axiale Reibkraft der Gehäusehaltefeder lässt sich durch eine Erhöhung ihrer radialen Vorspannkraft verändern.

zu 3. axiale Feder- und Reibkräfte zwischen den Bushings und den Führungsbolzen:

Die Gummi-Bushing-Steifigkeit wird durch den Einsatz von verstärkten Bushings statt der Standard-Bushings durch einfachen Austausch verändert. Diesbezüglich liegen Messungen aus separaten Versuchen zur Bushing-Bolzen-Verschiebekraft vor. Weiterhin besteht die Möglichkeit, die gummi-elastischen Eigenschaften der Führungen durch Stahlhülsen zu eliminieren.

zu 4. axiale Feder- und Reibkräfte zwischen Dichtung und Kolben:

Eine Variation des Dichtringverhaltens ist durch eine Veränderung seiner Vorspannung oder durch eine Veränderung der Nutgeometrie oder des Kolbendurchmessers, was für diese Versuche einen zu hohen Aufwand im Vergleich zum erwarteten Effekt darstellt.

## 4.2.3 Validierungsexperimente

### 4.2.3.1 Modifikationen am Bremssattel und seiner Komponenten

Sowohl der Gehäuseverschiebekraftversuch als auch die Restmomentmessungen werden mit vier Modifikationen der Schwimmsattelbremse durchgeführt:

1. Standardsattel mit verstärkten Bushings:

Das verstärkte Bushing enthält im Vergleich zum Standard-Bushing im Kern einen Ring, der zu einer Versteifung der Gehäuseführung in Bolzenrichtung und quer dazu führt. Er besitzt die gleichen Abmessungen wie ein Standard-Bushing und kann ohne Modifikation des Sattels ausgetauscht werden.

2. Standardsattel mit Stahlhülsen<sup>162</sup> (Abbildung 4-5), um Sattelkonzepte ohne Gummi-Bushings (z. B. Colette-Sattel) nachzuempfinden:

---

<sup>161</sup> Eigene Voruntersuchungen bei der Fa. Continental Automotive Systems

<sup>162</sup> Zwei gedrehte Stahlhülsen werden hierzu auf die Originalführungsbolzen gepresst. Ihr Außendurchmesser wurde so gefertigt, dass eine Verschiebung in der Gehäusebohrung ohne merklichen Kraftaufwand (Messung per Federwaage <1 N) möglich ist.



Abbildung 4-5: Standard-Führungsbolzen und Führungsbolzen mit Stahlbuchse

3. Standardsattel mit höherer radialer Vorspannkraft der Gehäusehaltefeder:  
Bei dieser Variante wird der Standardsattel mit um ca. 28 N erhöhter radialer Vorspannung der Gehäusehaltefeder<sup>163</sup>, durch Unterlegen von 1,2 mm starken Messingplättchen, verwendet (Abbildung 4-6).



Abbildung 4-6: Messingplättchen auf dem Halter

Die Messingplättchen verändern jedoch nicht nur die Spannkraft der Feder, sondern auch die Reibpaarung (von Stahl-Grauguss zu Stahl-Messing). Im MKS-Modell wird für Stahl-Grauguss ein Reibwert von  $\mu=0,2$  verwendet. Er wird für die Paarung Stahl-Messing (glatt), auf  $\mu=0,3$ <sup>164</sup> angepasst. Diese Anpassung ist durch Messergebnisse zu überprüfen. Die maximale Verschiebekraft sollte um den Faktor 1,92 ( $=128 \text{ N}/100 \text{ N} \cdot 0,3/0,2$ ) höher liegen.

#### 4.2.3.2 Gehäuseverschiebekraftversuche

##### 4.2.3.2.1 Versuchsdurchführung

Eine Übersicht über die durchgeführten Verschiebekraftmessungen zeigt Tabelle 4-1.

<sup>163</sup> Die radiale Steifigkeit der Gehäusehaltefeder beträgt nach Zeichnungsangaben 23 N/mm (Summe beider seitlichen Arme).

<sup>164</sup> Abgeschätzt nach Beitz et al.: Dubbel, 1995, S. B15/G25/G176



Tabelle 4-1: Testplan zur Messung der Gehäuseverschiebekräfte

Versuch -Nr.	Variante / Beschreibung
VK1	ohne Sattel (Bestimmung der Reibung in den Führungen des Prüfstands)
VK2	Standardsattel - ohne Gehäusehaltefeder
VK3	Standardsattel - komplett
VK4	Sattel mit verstärkten Bushings
VK5	Sattel mit Stahlhülsen
VK6	Sattel mit erhöhter radialer Vorspannung der Gehäusehaltefeder

#### 4.2.3.2.2 Vorgehen bei der Messdatenauswertung

Für jede Variante werden fünf Versuche in Löserichtung und fünf Versuche in Zugspannungsrichtung durchgeführt (Verschieberichtungen, siehe Abbildung 4-7).

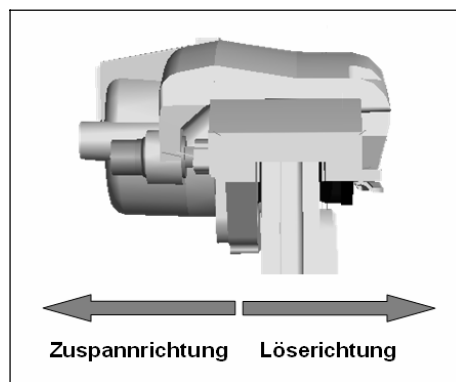


Abbildung 4-7: Verschieberichtungen

Von den fünf Verläufen pro Verschieberichtung wird jeweils der Mittelwert für jeden Wegpunkt gebildet und in einem Kraft-Weg-Diagramm aufgetragen.

Abbildung 4-8 zeigt, die charakteristischen Abschnitte (I-V) der Messkurven, die auf Bauteileinflüsse zurückführbar sind<sup>165</sup>.

<sup>165</sup> Z.T. in eigenen Experimenten bestimmt oder aus Serienprüfungen der Fa. Continental Automotive Systems.

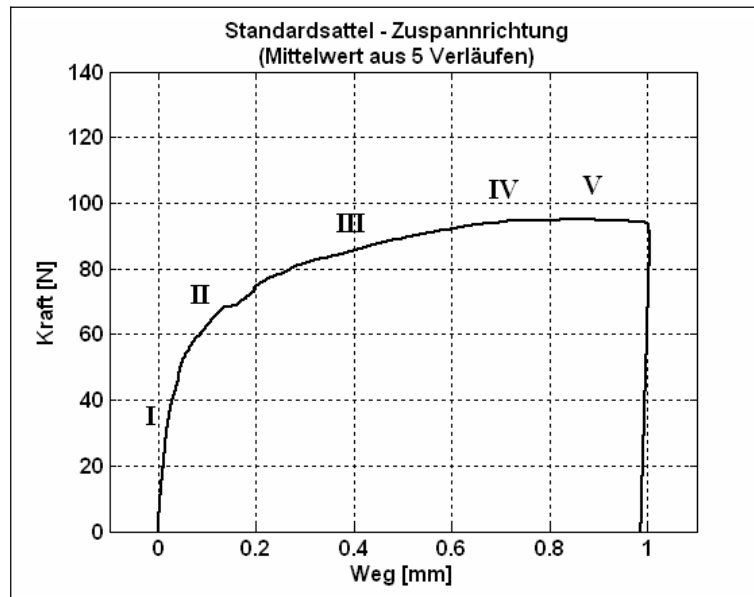


Abbildung 4-8: Charakteristische Abschnitte (I-V) der Messkurven

Diese sind im Einzelnen:

- I. Die Steigung wird durch axiale Steifigkeit der Bushings und der Gehäusehaltefeder bestimmt, wobei die Steigung durch die Bushings dominiert wird, da sie im Vergleich zur Gehäusehaltefeder in Summe eine um zirka den Faktor 8 höhere Axialsteifigkeit besitzen.
- II. Überschreiten der maximalen Haftkraft der Bushings mit Beginn des Gleitens auf den Führungsbolzen.
- III. Die axiale Steifigkeit der Gehäusehaltefeder ist hier maßgeblich für den weiteren Kraftanstieg.
- IV. Die Gehäusehaltefeder beginnt auf dem Halter zu gleiten.
- V. (Annähernd) konstante maximale Verschiebekraft.

Der Bereich bis ca. 0,13 mm ist für die Untersuchungen bezüglich der Entstehung von Brems-scheibendickenschwankungen deshalb interessant, da der axiale Schlag der Bremsscheiben Werte von bis zu ca. 130  $\mu\text{m}$  (0,13 mm) aufweisen kann und somit das Sattelgehäuse in diesem Bereich verschieben könnte. Bei einer angenommen rein axialen Verschiebung entsteht entsprechend der Verschiebekraft eine auf die Scheibe wirkende Axialkraft.

#### 4.2.3.2.3 Fehlerbetrachtung

##### 4.2.3.2.3.1 Streuung der Messungen – Fehler der Mittelwertbildung

In Abbildung 4-9 sind der Mittelwert und die Standardabweichungen für jeden Messpunkt Streuung der Verschiebekraftmessungen am Beispiel des Standardsattels in Löserichtung dargestellt. Die mittlere Standardabweichung liegt bei ca. 4 N. Es ist also von einer Streuung der Messdaten von ca.  $\pm 4 \text{ N}$  ( $\pm 4 \%$ ) auszugehen.

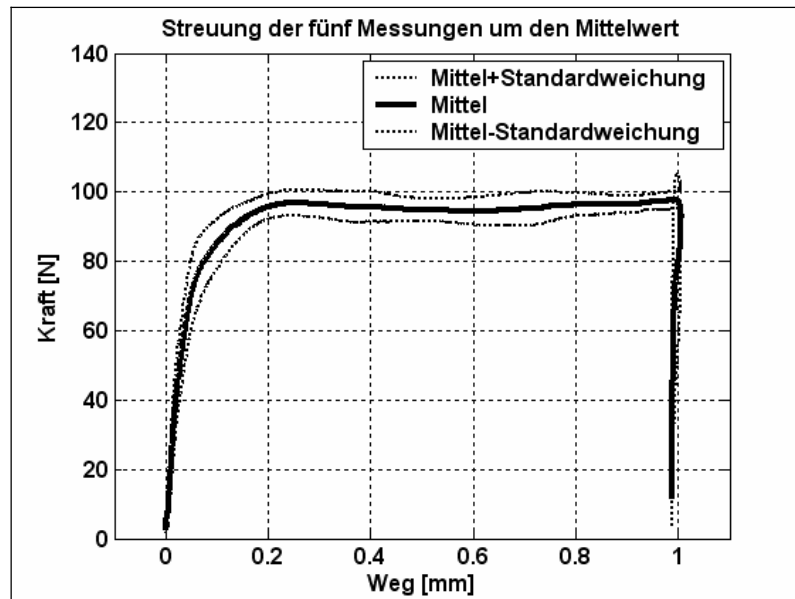


Abbildung 4-9: Streuung der Verschiebekraftmessungen am Beispiel des Standardsattels in Löserichtung

#### 4.2.3.2.3.2 Reibung des Prüfstandes (VK1)

Um den Anteil am Verschiebekraftverlauf durch die Reibung in den Führungen des Prüfstands zu bestimmen, werden Messungen ohne montierten Sattel durchgeführt. Abbildung 4-10 zeigt die gemessenen Prüfstandsverschiebekraftverläufe in Löse- und in Zuspännrichtung.

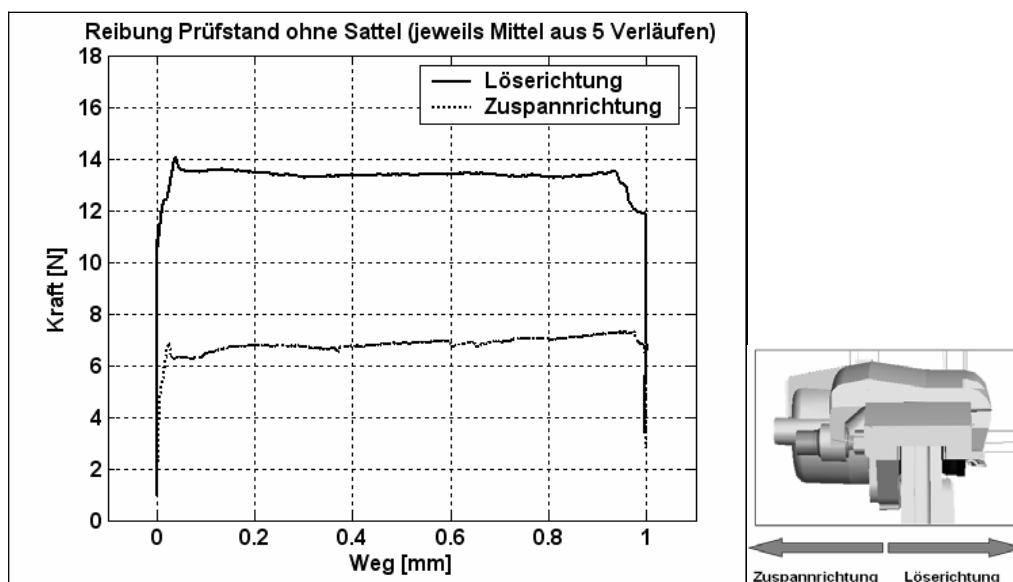


Abbildung 4-10: Prüfstandsverschiebekraft (ohne Sattel)

Die Verschiebekraft des Prüfstands allein (Abbildung 4-10) in Löserichtung etwa doppelt so hoch wie die in Zuspännrichtung. Demnach wird im Folgenden der jeweilige Medianwert der Verläufe (13,5 N in Löserichtung und 6,8 N in Zuspännrichtung) von den einzelnen Verläufen abgezogen.

#### 4.2.3.2.4 Ergebnisse der Gehäuseverschiebekraftversuche

##### 4.2.3.2.4.1 Standardsattel - ohne Gehäusehaltefeder (VK2)

Der Verschiebekraftverlauf des Sattels ohne Gehäusehaltefeder (Abbildung 4-11) verdeutlicht, dass der Kraftanstieg zu Beginn der Messung größtenteils durch die Axialsteifigkeit der Bushings bedingt ist. Ab dem Punkt, an dem die Bushings ins Gleiten übergehen (bei ca. 0,05 mm), bleibt die Gehäuseverschiebekraft weitestgehend konstant.

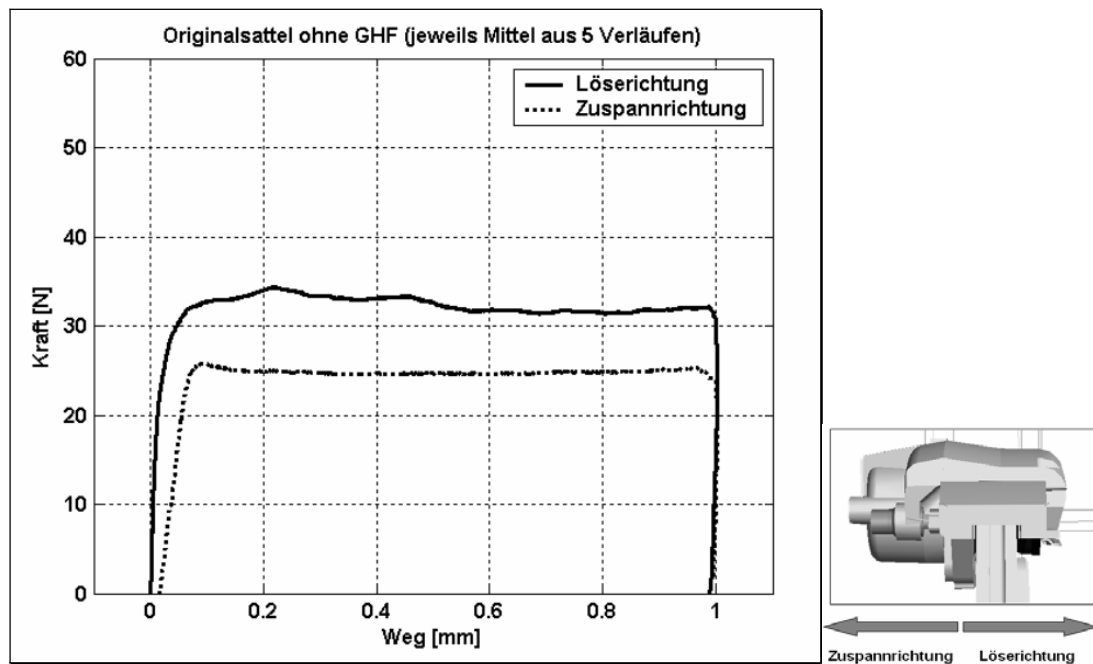


Abbildung 4-11: Verschiebekraft Standardsattel ohne Gehäusehaltefeder

In Löserichtung beträgt die maximale Verschiebekraft etwa 34 N und in Zuspannrichtung ca. 25 N. Des Weiteren hat der Verlauf in Zuspannrichtung eine geringere Anfangssteigung. Da in dieser Verfahrrichtung auch der Kolbendichtring ausgelenkt wird, liegt es nahe, dass die gegenüber den Bushings geringere axiale Steifigkeit des Dichtrings zu einer geringeren Steigung zu Beginn des Verlaufs führt.

##### 4.2.3.2.4.2 Standardsattel – komplett (VK3)

Abbildung 4-12 zeigt die Verschiebekraftverläufe des kompletten Bremssattels in der Standardausführung in Löse- und in Zuspannrichtung.

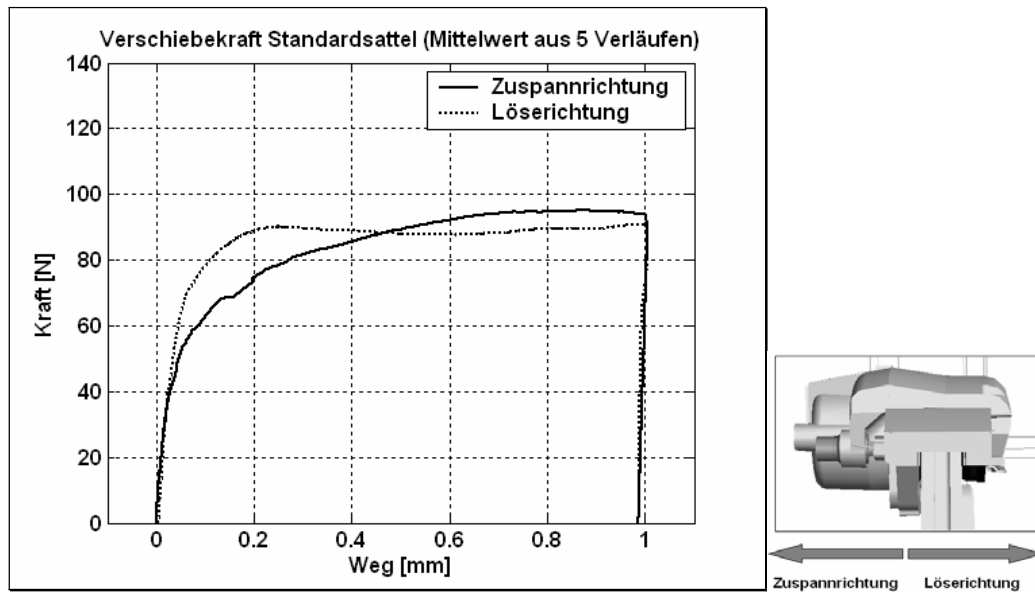


Abbildung 4-12: Verschiebekraft Standardsattel – komplett

#### 4.2.3.2.4.3 Sattel mit verstärkten Bushings (VK4)

Wie bereits erwähnt, sind die verstärkten Bushings eine Variante der Gummi-Bushings, die einen Ring in ihrem Gummikern enthalten und daher eine höhere Längs- und Quersteifigkeit gegenüber den Standard-Bushings besitzen. Damit ist eine höhere radiale – auf die Achse des Führungsbolzens bezogene – Pressung verbunden, die die Haftkraft erhöht.

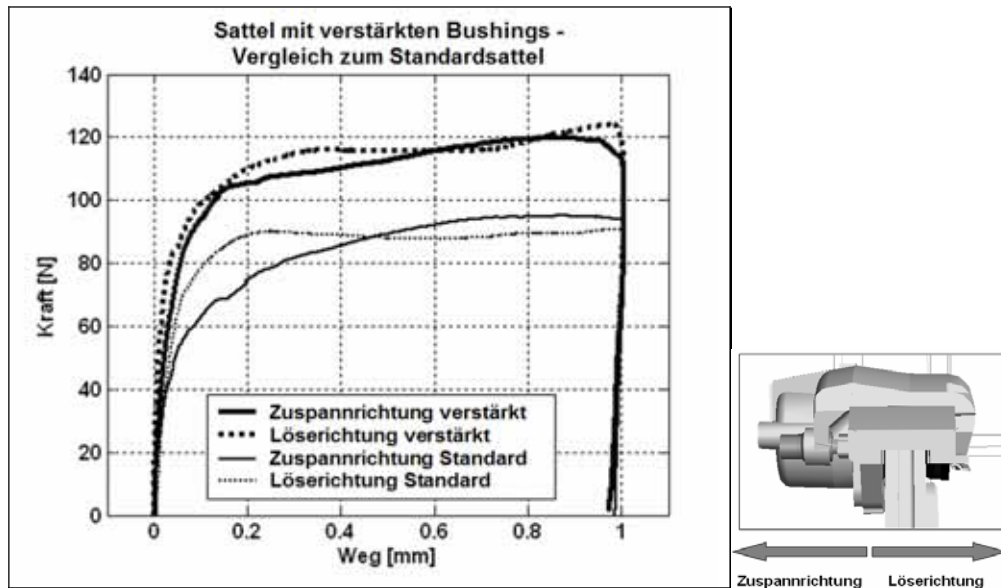


Abbildung 4-13: Verschiebekraftverläufe Sattel mit verstärkten Bushings im Vergleich zum Standardsattel

Somit ist zu erwarten, dass die Bushings erst bei einem größeren Verschiebeweg zu gleiten beginnen und ein größerer Kraftanstieg am Anfang des Verschiebekraftverlaufs vorliegt. Abbildung 4-13 zeigt die gemessenen Verschiebekraftverläufe für die Variante mit verstärkten Bushings im Vergleich zum Standardsattel und bestätigt die Erwartungen.

Man erkennt die etwas höhere axiale Steifigkeit der verstärkten Bushings an dem steileren Kraftanstieg der Verläufe bis zu einem Verschiebeweg von etwa 0,07 mm auf ca. 80 N in Löserichtung und ca. 90 N in Zuspännrichtung. Verglichen mit den Standard-Bushings, führen die verstärkten Bushings ab ca. 0,2 mm einer um ca. 30-40 N in beiden Richtungen höheren Sattelverschiebekraft. Es ist zu erwarten, dass das Restmoment für diese Variante ebenfalls höher ausfällt als das für die Standard-Bushings.

#### 4.2.3.2.4.4 Sattel mit Stahlhülsen (VK5)

Die Variante mit Stahlhülsen soll die Führung des Sattels in tangentialer und radialer Richtung versteifen, ähnlich wie es bei anderen Sattelbauarten (wie z. B. dem Colette-Sattel) der Fall ist. Die Ermittlung der Verschiebekraft einer einzelnen Stahlhülse in den Sattelbohrungen zeigte Verschiebekräfte kleiner 1 N. Man würde für den Anstieg der Verschiebekraft eine Steifigkeit entsprechend der der Gehäusehaltefeder erwarten. In Abbildung 4-14 ist zu sehen, dass die gemessenen Verschiebekraftverläufe für die Variante mit Stahlhülsen in Löse- und in Zuspännrichtung einen flacheren Anstieg der Verschiebekraft im Bereich bis 0,15 mm als der Standardsattel haben.

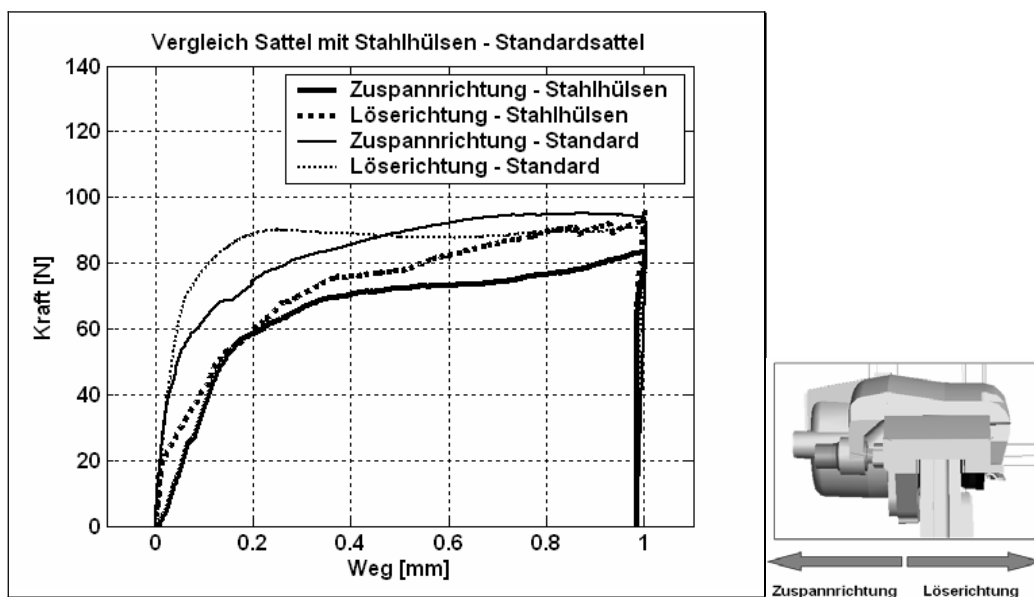


Abbildung 4-14: Verschiebekraft Stahlhülsen

Da aber dieses Verhalten nicht eindeutig erklärt, z. B. da Effekte wie Verklemmung durch nicht parallele Ausrichtung der Hülsen eine Rolle spielen, und damit nicht nur den einzelnen Stahlhülsen zugeordnet werden kann, wird auf eine Nachbildung in der Simulation, z. B. durch einfache Abbildung der flacheren Anfangssteigung, verzichtet.

#### 4.2.3.2.5 Sattel mit erhöhter radialer Vorspannung der Gehäusehaltefeder (VK6)

Wie oben erwähnt, findet eine Erhöhung der Vorspannkraft um ca. 28 N statt. Weiterhin wurde durch einen angenommenen höheren Reibwert der Materialpaarung Stahl-Messung statt Stahl-Grauguss eine höhere maximale Verschiebekraft erwartet. In Abbildung 4-15 ist zu sehen, dass die maximale Verschiebekraft im Bereich des Streubereichs der Messungen

( $\pm 4$  N) liegt und damit nicht auf eine Reibwerterhöhung zurückgeführt werden kann. Die erhöhte Vorspannung der Gehäusehaltefeder sollte dazu führen, dass die Haftkraft auf dem Halter steigt und sie erst bei höheren Kräften zu Gleiten beginnt. Dies ist allenfalls am Verlauf der Löserichtung zu beobachten, wo eine Erhöhung der Verschiebekraft im Bereich von 0,1 mm um 20 N auf ca. 80 N zu sehen ist, was für eine höhere Haftkraft spricht.

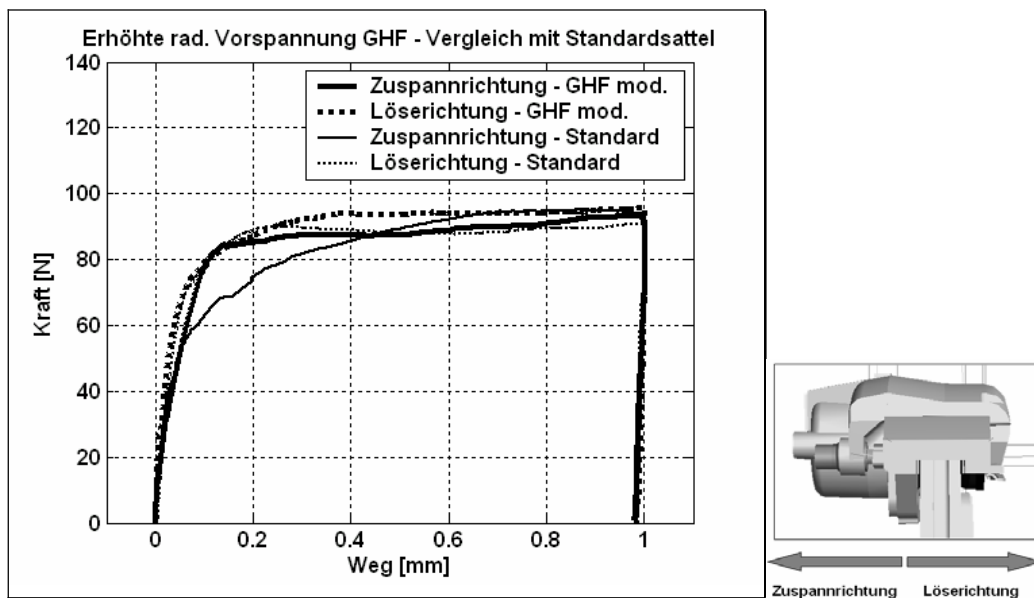


Abbildung 4-15: Verschiebekraft für Gehäusehaltefeder mit erhöhter radialer Vorspannung

#### 4.2.3.3 Restbremsmoment - Versuche

Die Höhe des Restbremsmoments eines Bremsatzes, das bei unbetätigtem Betrieb durch Kontakt zwischen Belägen und der rotierenden, schlagbehafteten Scheibe auf letztere ausgeübt wird, ist ein Maß für die Güte der Lüftspielerzeugung. Je geringer das Restbremsmoment, desto geringer fällt der Scheibenverschleiß bei unbetätigter Bremse aus und ebenso geringer wird der Rollwiderstand des Rades sein. Es ist eine plausible Annahme, dass die Sattelkomponenten, die wie unter 4.2.3.2 die Verschiebekraft erhöhen, im Allgemeinen auch das Restmoment erhöhen. Die axiale Auslenkung wird hierbei durch den Scheibenschlag verursacht. Die Vergrößerung des Scheibenschlages bzw. die Verringerung des Lüftspiels vergrößert voraussichtlich auch das Restbremsmoment. Daher werden die gleichen Sattelmodifikationen unter 4.2.3.2 bezüglich des Restbremsmoments untersucht. Weiterhin werden der Schlag und das Lüftspiel (indirekt über den Bremsdruck) variiert.

##### 4.2.3.3.1 Versuchsdurchführung

Eine Übersicht über die Versuche zur Restmomentmessung zeigt Tabelle 4-2.

Tabelle 4-2: Übersicht über die Versuche zur Restmomentmessung

Versuch	Variante	Schlagwerte [ $\mu\text{m}$ ]	Druckstufen [bar]
RM1	Standardsattel	60, 130	20, 60, 100
RM2	Sattel mit verstärkten Bushings		20, 60, 100
RM3	Sattel mit Stahlhülsen		20, 60, 100
RM4	Sattel mit erhöhter radialer Vorspannung der Gehäusehaltefeder		20, 60, 100

Der Versuch wird für jede Variante und Druckstufe, um die Reproduzierbarkeit der Messergebnisse zu untersuchen, dreimal wiederholt.

#### 4.2.3.4 Vorgehen bei der Messdatenauswertung

Das Restbremsmoment wird über zehn Umdrehungen gemessen und auf eine Umdrehung gemittelt. Aus den drei Wiederholversuchen wird wiederum der Mittelwert des jeweils minimalen und maximalen Moments als Vergleichsgrößen gebildet (Abbildung 4-16).

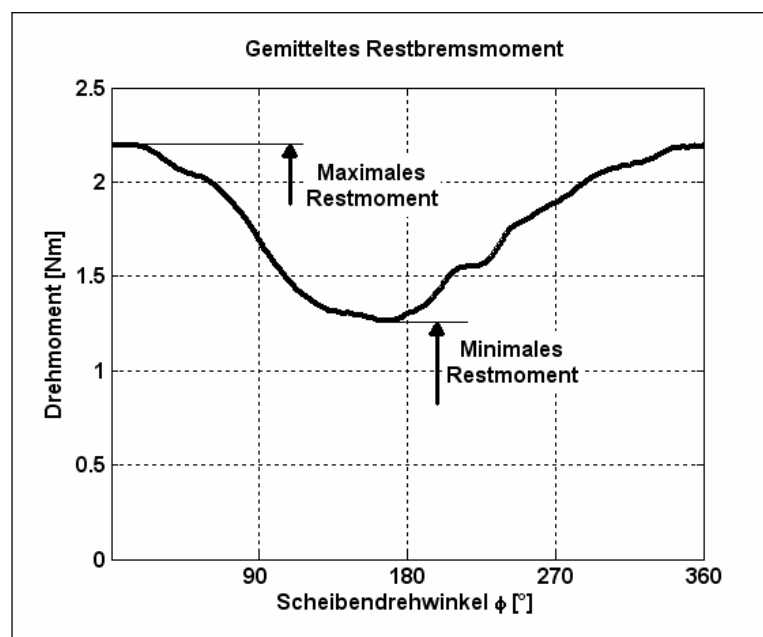


Abbildung 4-16: Minimales und maximales Restmoment

#### 4.2.3.5 Fehlerbetrachtung

##### 4.2.3.5.1 Reproduzierbarkeit innerhalb einer Messung

Die Abbildung 4-17 zeigt ein repräsentatives Beispiel für die Reproduzierbarkeit der Restmomentmessungen innerhalb von 10 Umdrehungen.



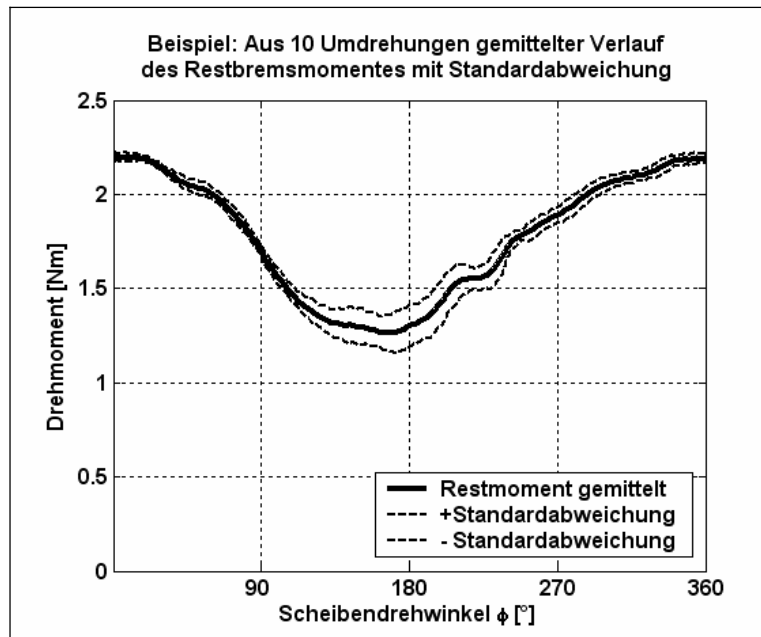


Abbildung 4-17: Beispiel aus 10 Umdrehungen gemittelter Restbremsmomentenverlauf mit Standardabweichung je Winkelpunkt

Die Standardabweichung innerhalb aller Versuche beträgt im Mittel 0,05 Nm. Demzufolge ist von einer entsprechenden Streuung der Messungen auszugehen.

#### 4.2.3.5.2 Streuung innerhalb dreier Wiederholversuche

Die Streuungen der Mittelwerte für das maximale und minimale Restmoment aus drei Versuchen liegen im Mittel für alle Versuche bei 0,56 Nm.

#### 4.2.3.6 Ergebnisse der Restmomentversuche

##### 4.2.3.6.1 Beispiel Standardsattel

Am Beispiel des Standardsattels sind die Werte des minimalen und maximalen Restmoments über dem Schlag für die drei Druckstufen dargestellt (Abbildung 4-18). Man erkennt anhand der Diagramme, dass das Restmoment mit dem zuvor angewandten Druck – wie erwartet – steigt. Das minimale Moment ist nur für die Druckstufe 20 bar null, für die Druckstufen 60 bar und 100 bar ist stets ein Restbremsmoment vorhanden.

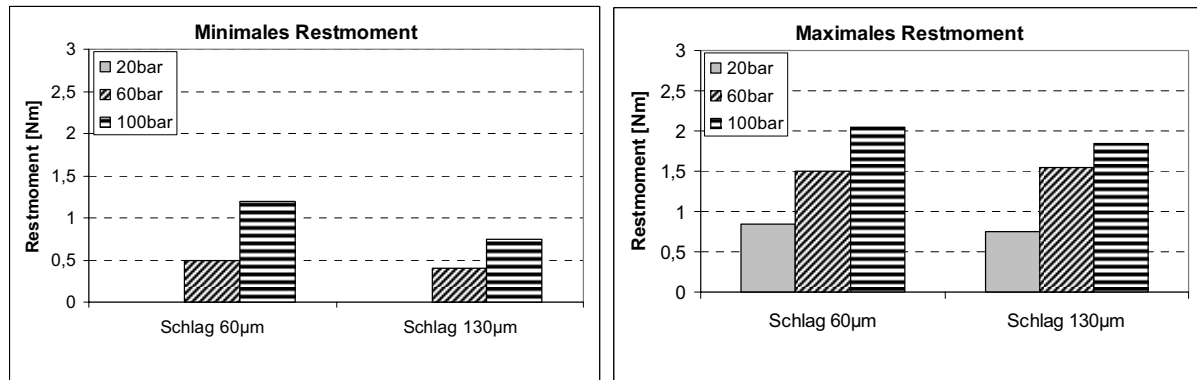


Abbildung 4-18: Minimales und maximales Restmoment des Standardsattels bei verschiedenen Drücken und Schlagwerten, nach Schlag gruppiert

In Abbildung 4-19 erkennt man, dass entgegen der Erwartung das Restmoment bei größer eingestelltem Schlag im Rahmen der oben genannten Streuungen der Messwerte nicht signifikant höher ausfällt. Beim minimalen Restbremsmoment und 100 bar fällt es sogar bei höherem Schlag signifikant geringer aus.

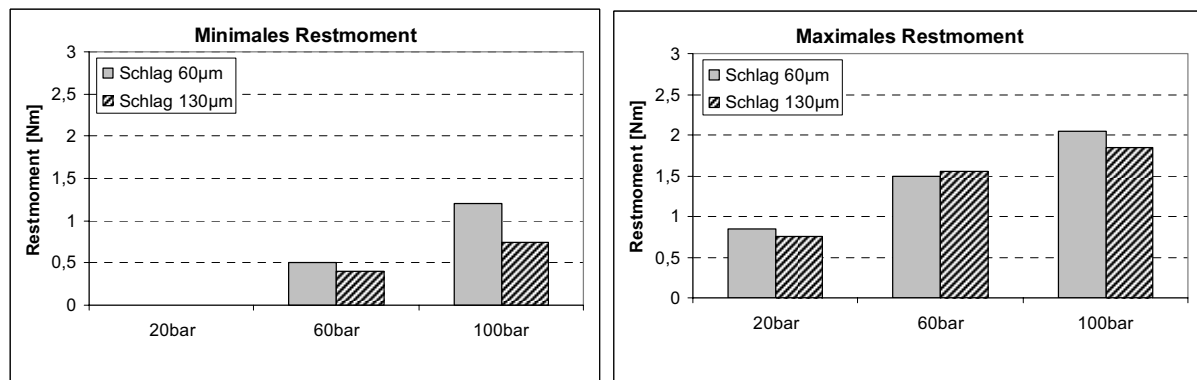


Abbildung 4-19: Minimales und maximales Restmoment des Standardsattels bei verschiedenen Drücken und Schlagwerten, nach Druck gruppiert

#### 4.2.3.6.2 Vergleich aller Restmomentversuche

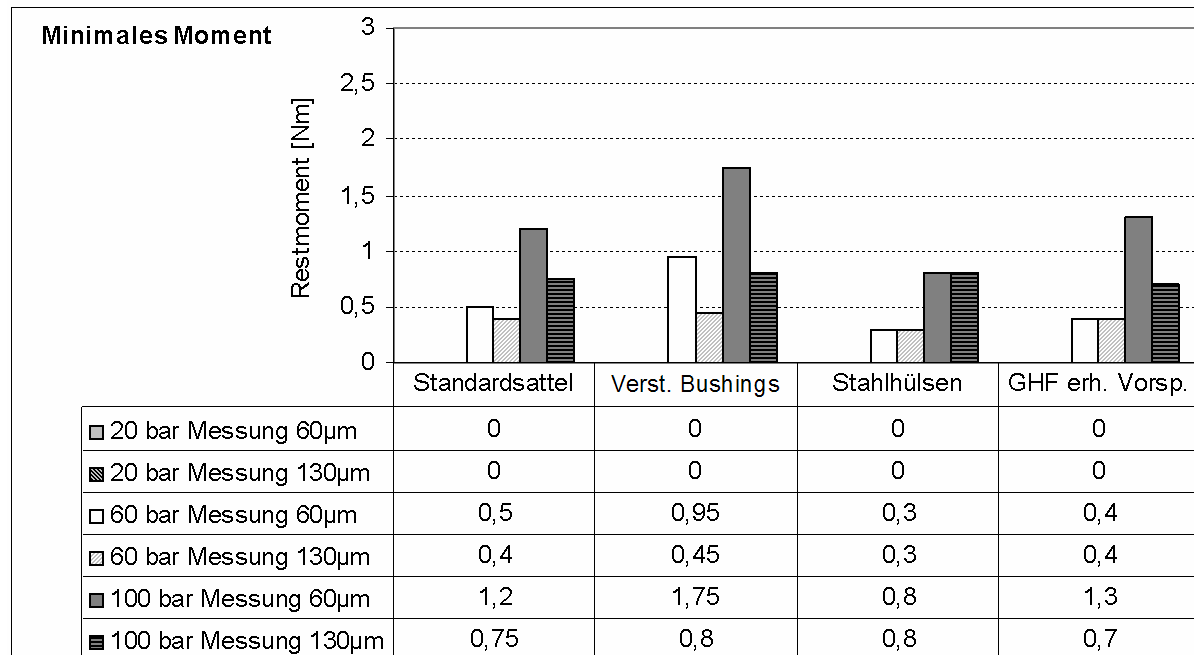


Abbildung 4-20: Minimales Restmoment – Vergleich aller Versuche

Das minimale Restmoment ist bei 20 bar stets null (Abbildung 4-20). Bei 130 µm Schlag zeigt sich – wie am obigen Beispiel des Standardsattels – die Tendenz, dass das Restmoment gegenüber dem kleineren Schlag von 60 µm kleiner ist. Beim maximalen Moment zeigt sich das Verhalten bezüglich des Schlages eher uneinheitlich (Abbildung 4-21).

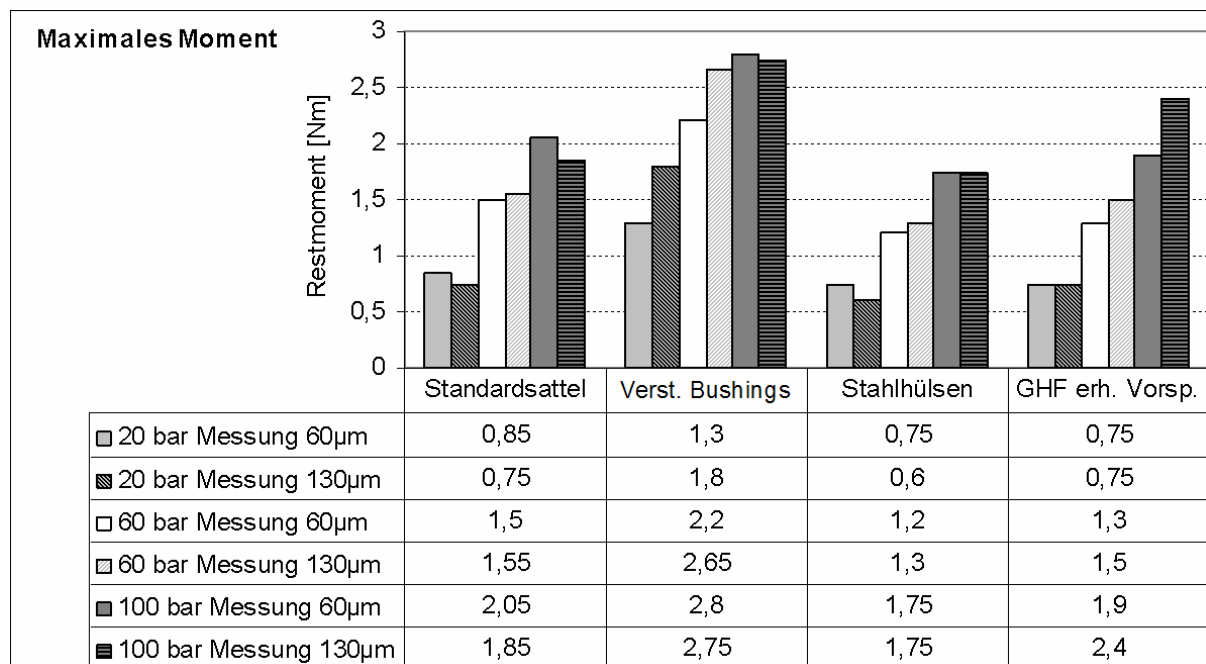


Abbildung 4-21: Maximales Restmoment – Vergleich aller Versuche

Beim Vergleich der einzelnen Varianten zeigt sich allein für den Sattel mit verstärkten Bushings eine relativ deutliche Erhöhung der Werte des Restmoments. Legt man die Streuungen der Werte von ca. 0,56 Nm zugrunde, so lässt sich zwischen den restlichen Varianten keine eindeutige Aussage bezüglich signifikanter Unterschiede treffen. Auf einen Signifikanztest wird verzichtet, da die jeweiligen Mittelwerte nur aus drei Werten berechnet wurden.

#### **4.2.4 Virtuelle Versuche – Vergleich Messung - Simulation**

Für die Simulation der Prüfstandversuche wird das Modell an den jeweiligen Versuchsaufbau angepasst. Hierfür werden die am realen Sattel durchgeführten Modifikationen durch Veränderung der entsprechenden Parameter mit dem Modell nachgebildet.

##### **4.2.4.1 Gehäuseverschiebekraft-Versuche**

Die Versuchsspezifikationen, wie Vorschubgeschwindigkeit (0,05 mm/s), Bewegungsrichtungen und Verschiebeweg, werden mit dem Modell nachgestellt. Die Lüftabstände werden im Modell auf den kleinstmöglichen Wert eingestellt, um einen Kontakt zwischen Belägen und Scheibe und dadurch Anfangsbedingungen für die numerische Integration in Form von steilen Gradienten der Kräfte zwischen Belägen und Scheibe zu vermeiden.

Es wird jeweils der simulierte Verschiebekraftverlauf mit dem aus den Messungen gemittelten Verlauf und einem Fehlerintervall, das sich aus der berechneten Standardabweichung (siehe oben) ergibt.

Auf den Vergleich der Simulation mit den Messungen mit Stahlhülsen sowie der Gehäusehaltefeder mit erhöhter Vorspannung wird verzichtet. Im ersten Fall lässt sich aus den gemessenen axialen Verschiebekräften der einzelnen Stahlhülsen der Verlauf am Gesamtsattel nicht erklären. Somit würde eine reine Anpassung des simulierten Verlaufs an die Messung erfolgen, was für die Validierung keine Aussage liefert. Bezüglich der Erhöhung der Vorspannkraft der Gehäusehaltefeder wurde keine über die Messstreuung hinausgehende Veränderung der Verschiebekräfte beobachtet, sodass eine Simulation ebenso keinen Erkenntnisgewinn liefern würde.

##### **4.2.4.1.1 Standardsattel – mit und ohne Gehäusehaltefeder – Vergleich Messung - Simulation**

In Abbildung 4-22 werden die simulierten im Vergleich zu gemessenen Verschiebekraftverläufe (mit Streuband von  $\pm 4$  N) für den Standardsattel mit (links) und ohne Gehäusehaltefeder (rechts) in Zuspannrichtung (die Löserichtung liefert Ergebnisse gleicher Qualität) gezeigt.

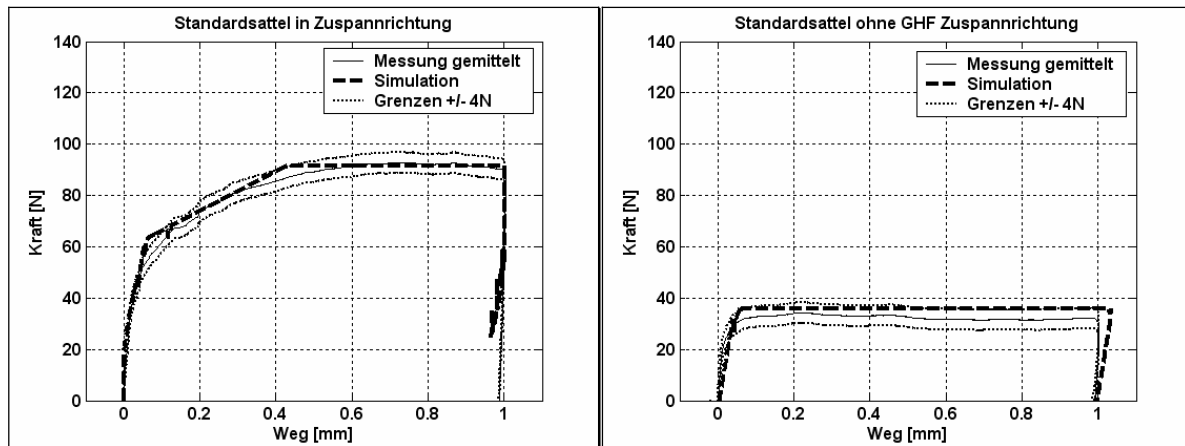


Abbildung 4-22: Vergleich Messung – Simulation: Standardsattel mit (links) und ohne Gehäusehaltefeder (rechts) in Zugspannungsrichtung

Die simulierten Verläufe liegen in weiten Bereichen innerhalb des Streubandes der Messungen. In diesem Fall wird durch die Parameteränderung, d. h. Weglassen der Gehäusehaltefeder, die Validität des Modells nicht verletzt.

#### 4.2.4.1.2 Verstärkte Bushings – Vergleich Messung - Simulation

Abbildung 4-23 zeigt die axialen Verschiebekraftverläufe der Standard-Bushings als auch der verstärkten Bushings gegenüber dem Führungsbolzen. Es werden daraus die jeweilige Haft- und Gleitkraft sowie die Axialsteifigkeit bestimmt.

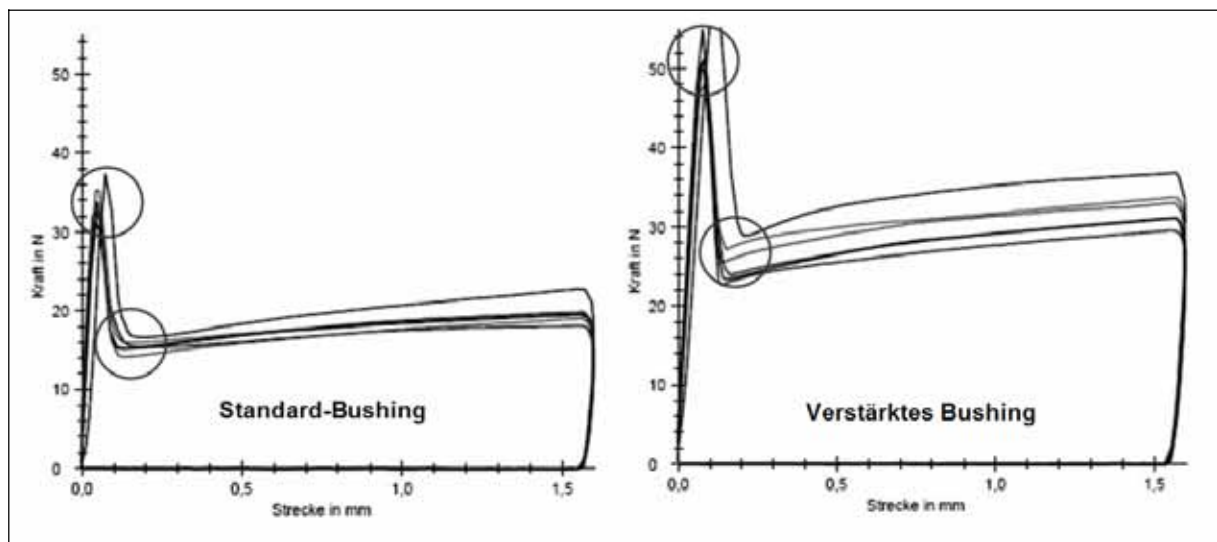


Abbildung 4-23: Gemessene Verschiebekräfte Standard-Bushing und verstärkten Bushing gegen Führungsbolzen (Quelle: Messungen Continental Automotive Systems)

Im Mittel wurden folgende Werte rechnerisch bestimmt:

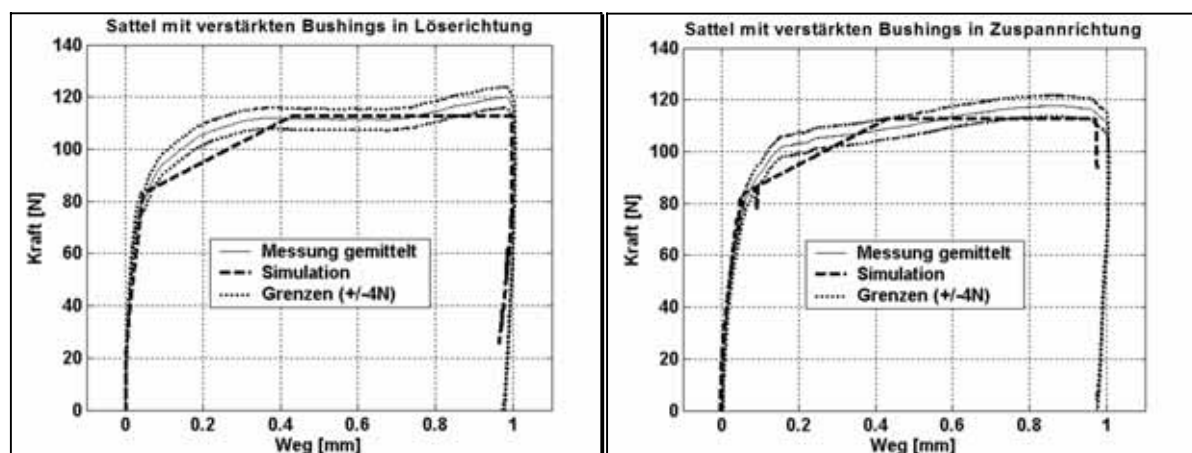
*Tabelle 4-3: Vergleich Bushing-Parameter*

	Standard-Bushing	Verstärktes Bushing
<b>Haftkraft (gemittelt)</b>	35 N	52 N
<b>Gleitkraft (gemittelt)</b>	17,5 N	28 N
<b>Axiale Anfangssteifigkeit</b>	600 N/mm (300 N/mm angepasst)	600 N/mm

Die in den Einzelmessungen ermittelten Werte der axialen Steifigkeiten unterscheiden sich nicht voneinander. Unter 4.2.3.2.4.3, Seite 56 wurde für den Standardsattel ein flacherer Anfangsverlauf der Verschiebekraft beobachtet. Daher hat sich für den Standard-Bushing die beste Anpassung an die Messdaten bei einer Steifigkeit von 300 N/mm ergeben.

Die Werte der Haftkraft, die jeweils etwa das Doppelte der Gleitkraft betragen, wurden aufgrund von Problemen bei der numerischen Integration (Unstetigkeiten beim Übergang zwischen Haften und Gleiten) nicht implementiert. Um weiterhin Unregelmäßigkeiten bei der numerischen Integration zu vermeiden, empfiehlt jedoch die Online-Hilfe des Simulationsprogramms Simpack®, für die Haft- und Gleitreibungskraft nicht die gleichen Werte vorzugeben. Daher wird der Wert der Haftkraft 0,05 N höher als die Gleitkraft gewählt<sup>166</sup>. Die Auswirkungen auf die Modellqualität sind zu prüfen.

In Abbildung 4-24 sind die simulierten im Vergleich zu gemessenen Verschiebekraftverläufe (mit Streuband von  $\pm 4$  N) für den Sattel mit verstärkten Bushings für die Löse- (links) und die Zuspannrichtung (rechts) gezeigt.



*Abbildung 4-24: Simulation Verschiebekraft mit verstärkten Bushings in Löse- und Zuspannrichtung*

<sup>166</sup> Online-Hilfe zur Software Simpack® (SIMDOC 8.700, 05.11.2004)

Die Anfangssteigung sowie die Verschiebekraft im Bereich von 0,4 mm bis 0,8 mm liegen für beiden Richtungen im Bereich des Streubandes der Messungen. Das heißt, die Tendenz, dass mit den verstärkten Bushings über dem Weg schneller größere Kräfte erreicht werden, wird durch das Modell entsprechend genau abgebildet. Wie bereits oben erwähnt, zeigen die Verläufe keine markanten Übergänge mehr. Das heißt, in dem Bereich, in dem die Bushings ins Gleiten übergehen (in der Simulation ab 0,05 mm) und die Steifigkeit der Gehäusehaltefeder den Anstieg der Kraft bestimmt, wird durch das Modell mit einer Abweichung von bis zu 20 N (bei ca. 0,2 mm) abgebildet.

#### 4.2.4.2 Restmoment-Versuche

In den Prüfstandsversuchen wurde zwar jeweils die Höhe des Restmoments ermittelt, allerdings gehen aus ihnen weder der effektive Reibradius noch der wirkende Reibwert zwischen Bremsbelag und -scheibe hervor. Der Faktor für die Berechnung aus der simulierten Normalkraft zwischen Belägen und Scheibe wird daher abgeschätzt.

Der gemessene Reibwert zwischen Belag und Scheibe für das verwendete Belagmaterial liegt im Mittel bei  $\mu=0,4^{167}$ . Der effektive Reibradius beträgt nach Zeichnungsangaben  $r_{eff}=113,5$  mm. Für das Restbremsmoment  $M_{B,res}$  ergibt sich:

$$M_{B,res} = \mu \cdot r_{eff} \cdot F_N = 0,0454 \text{ m} \cdot F_N \text{ [Nm]} \quad (4.1)$$

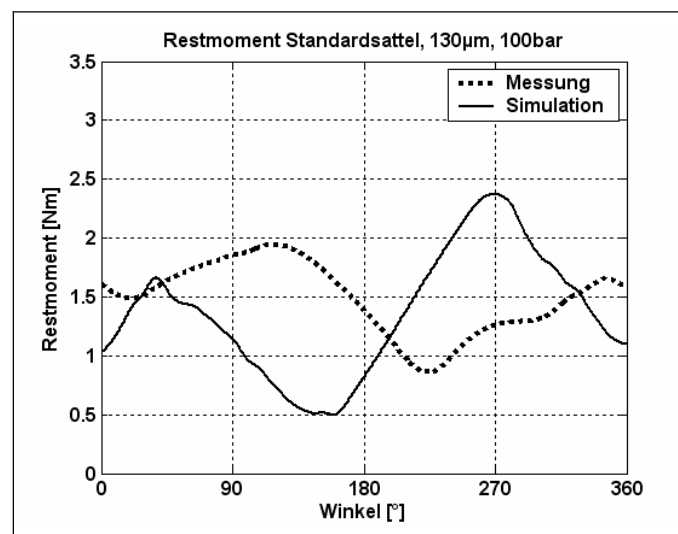


Abbildung 4-25: Beispiel Restbremsmoment bei 130 µm Schlag und Druckstufe von 100 bar, keine Winkelzuordnung der Verläufe zum Beispiel anhand des Scheibenschlages

Abbildung 4-25 zeigt beispielhaft Verläufe für einen gemessenen und einen simulierten Restbremsmomenten-Verlauf. Hier wurde der in Formel (4.1) berechnete Faktor für die Berechnung des simulierten Verlaufs demonstrationshalber angewendet. Eine winkelmäßige

<sup>167</sup> Messung Fa. Continental Automotive Systems, Wert nach Einlaufprogramm

Zuordnung der Scheibenposition, z. B. ein Übereinanderlegen der Winkellage, wurde hier nicht vorgenommen.

#### 4.2.4.2.1 Abbilden des Versuchs in der Simulation

Die Rotationsgeschwindigkeit (9,6 U/min) der Bremsscheibe sowie der Scheibenschlag (60/130  $\mu\text{m}$ ) werden für die jeweiligen Versuche eingestellt. Die Werte des Lüftspiels ergeben sich aus einer simulierten Bremsbetätigung mit dem entsprechenden Bremsdruck der Messung. Das Modell wurde hinsichtlich des durch den Dichtring erzeugten Lüftspiels anhand von Prüfstandsmessungen (siehe Tabelle 4-4) validiert.

*Tabelle 4-4: Pro Druckstufe durch den Dichtring erzeugtes Lüftspiel (Prüfstandsmessungen)*

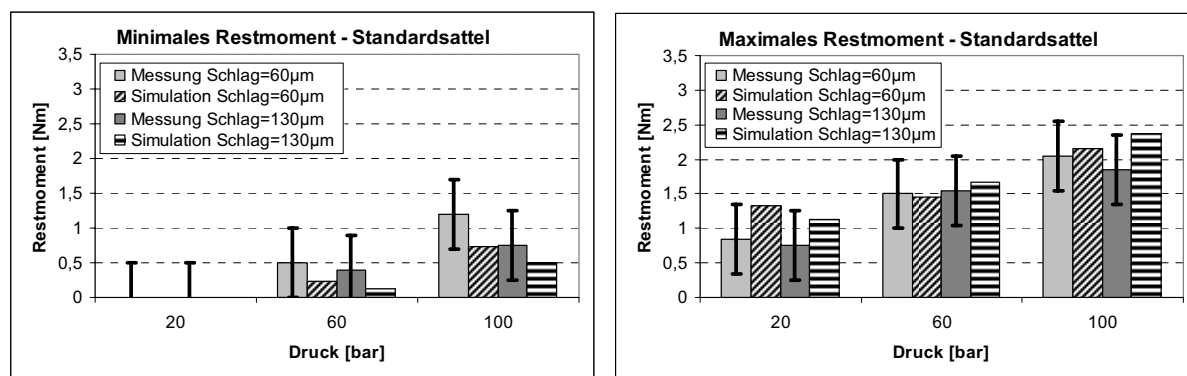
Druckstufe [bar]	Lüftspiel [ $\mu\text{m}$ ]
20	270
60	170
100	60

In der Simulation verbleibt für alle Druckstufen eine Vorspannkraft auf der Faustseite, die mit größerem Druck steigt.

#### 4.2.4.2.2 Standardsattel – Restbremsmoment – Vergleich Messung-Simulation

In der Abbildung 4-26 ist der Vergleich zwischen minimalem (links) und maximalem Restmoment (rechts) aus Simulation und Versuch dargestellt. Der oben errechnete Messfehler von ca. 0,5 Nm ist jeweils für die gemessenen Werte als Fehlerbalken zu erkennen.

Die Simulation liefert tendenziell größere Werte beim maximalen Restmoment und kleinere beim minimalen Restmoment als die Messungen. Alle simulierten Werte des Restmoments liegen jedoch im Bereich der Fehlerbalken der Messungen, vereinzelt am oberen Rand des eingezeichneten Messfehlers.



*Abbildung 4-26: Vergleich Messung - Simulation: Minimales und maximales Restmoment Standardsattel*



#### 4.2.4.2.3 Verstärkte Bushings – Restbremsmoment – Vergleich Messung-Simulation

Die Abbildung 4-27 zeigt das minimale und das maximale Restmoment des Sattels mit verstärkten Bushings über der jeweiligen Druckstufe für Simulation und Messung.

Bis auf die Werte des minimalen Restmoments bei einem Schlag von 60  $\mu\text{m}$  und 60 bar sowie bei 130  $\mu\text{m}$  und 100 bar liegen auch hier die simulierten Werte im Bereich des Fehlerbalkens der Messungen.

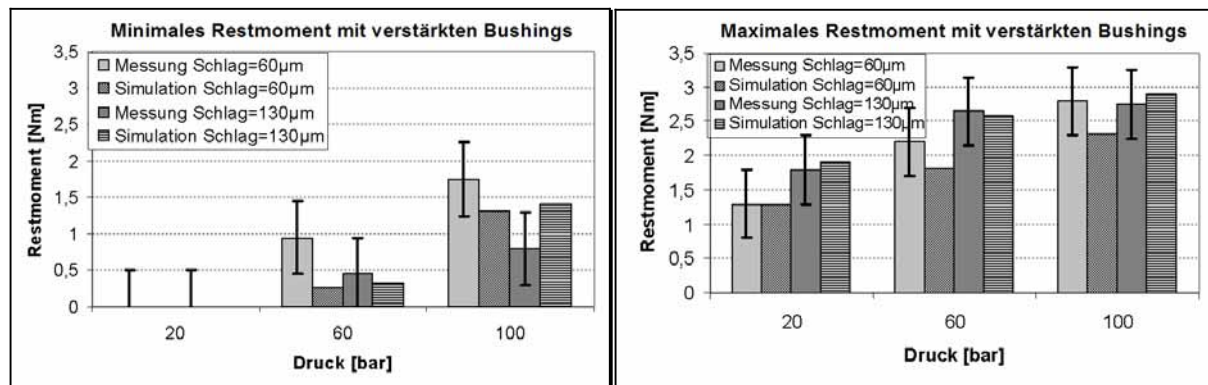


Abbildung 4-27: Vergleich Messung-Simulation: Minimales und maximales Restmoment Sattel mit verstärkten Bushings

#### 4.2.4.2.4 Restbremsmoment beider Varianten am Beispiel der Druckstufe 100 bar

Insgesamt hat sich herausgestellt, dass das Modell – bei vereinzelten Abweichungen am Rande des Messfehlers – ausreichend genaue Simulationsergebnisse liefert. Dies zeigt auch die beispielhafte Gegenüberstellung der beiden simulierten Sattelvarianten bei 100 bar (Abbildung 4-28).

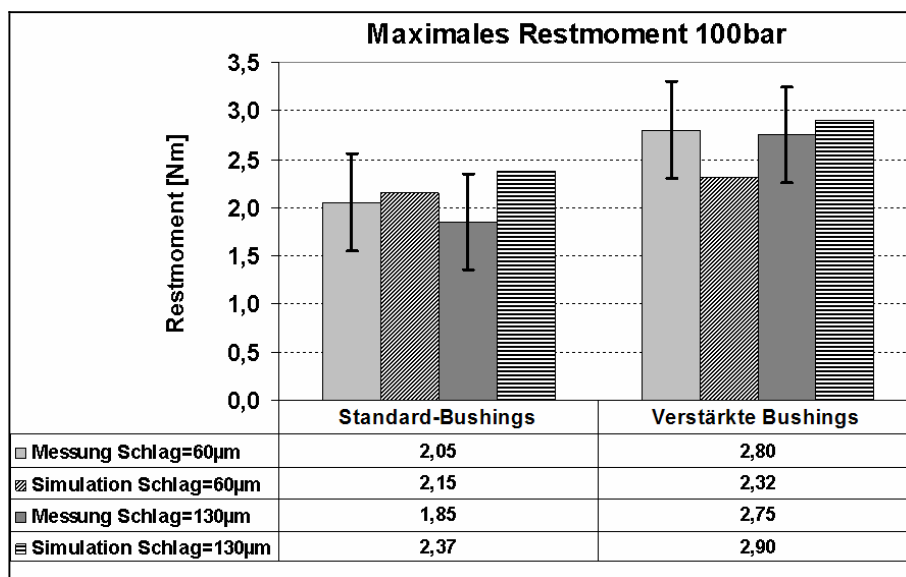


Abbildung 4-28: Vergleich Messung - Simulation: Maximales Restmoment – Sattel-Varianten mit Standard- und verstärkten Bushings am Beispiel der Druckstufe 100 bar

#### 4.2.4.3 Fazit Modellvalidierung

In den Vergleichen der Simulationsergebnisse mit denen aus den Messungen zur Gehäuseverschiebekraft und des Restbremsmoments spiegeln sich die Veränderungen an den einzelnen Parametern in der Simulation wieder.

Für die folgende Parametervariation lässt sich festhalten, dass mit dem Modell Tendenz Aussagen bezüglich der Änderung der maximalen Kontaktkräfte aufgrund von geänderten Sattelparametern möglich sind.

### 4.3 Parametervariation in der Simulation und Ergebnisse

Mithilfe des Modells wird eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt, die im Ergebnis die Haupteinflussparameter auf die Größe der Kontaktkräfte zwischen Belägen und einer taumelnden Scheibe liefert. Der Theorie nach geht mit einer höheren Anpresskraft ein höherer Verschleiß einher.

#### 4.3.1 Versuchsplanung – Parametervariation

Um die sensitivsten Einflussgrößen der Sattelkonstruktion bezüglich der Größe der Kontaktkräfte bei Belag-Scheibe-Kontakt zu ermitteln, werden 19 der im Modell abgebildeten Parameter variiert (siehe 11.1, Seite 130, im Anhang).

Die Wertestufen liegen im Bereich der in der Serie vorkommenden Varianz. Sie decken einen Großteil der Bandbreite in der Serie eingesetzter Sattelvarianten ab. Die geometrischen Größen liegen im Bereich des physikalisch – in Bezug auf den verwendeten Bremssattel – Sinnvollen, z. B. dass ein Schwerpunkt innerhalb eines bestimmten Raumes liegt.

Bei den Ergebnissen ist zu beachten, dass andere Wertestufen andere Abstufungen bezüglich der Haupteinflüsse hervorbringen können, d. h. sie sind immer im Zusammenhang mit den zugrunde gelegten Wertestufen zu beurteilen.

Die Dämpfungen werden nicht variiert. Die Werte wurden bis auf die Belagdämpfung so gesetzt, dass die zeitlichen Verläufe der einzelnen Kraftelemente Schwingungsamplituden kleiner 0,1 N aufwiesen. Der Anteil an den Kontaktkräften, der sich so aus den Dämpfungskräften ergibt, ist betragsmäßig kleiner als 1 N und hat daher einen zu vernachlässigenden Einfluss.

Die Versuchsplanung wurde mittels eines Computerprogramms<sup>168</sup> durchgeführt. Das am besten geeignete Verfahren für eine rechnergestützte Planung von Versuchsreihen bei einer Anzahl von 19 Parametern ist die Methode der D-Optimalen Versuchsplanung. Sie verlangt

---

<sup>168</sup> Software Cornerstone™, Fa. Brooks Automation

bei einem linearen Modellansatz lediglich 25 Simulationsdurchläufe (Ein vollfaktorieller Versuchsplan würde  $2^{19}$  – Durchläufe verlangen.<sup>169</sup>).

### 4.3.2 Virtuelle Versuche – Messgrößen und Auswertung

Als Kennwerte werden die maximalen Kontaktkräfte an den äußeren und inneren Belagkanten auf der Faust- und Kolbenseite (siehe Modellstruktur unter 4.1, Seite 46) während einer Scheibenumdrehung bestimmt. Dazu werden in den virtuellen Versuchen mit einer schlagbehafteten, rotierenden Scheibe (Drehzahl ca. 141/s, entspricht einer Fahrgeschwindigkeit des abgebildeten Fahrzeugs von 100 km/h) die Verläufe der Kontaktkräfte über der Zeit berechnet (siehe Beispiel Faustseite außen, Abbildung 4-29).

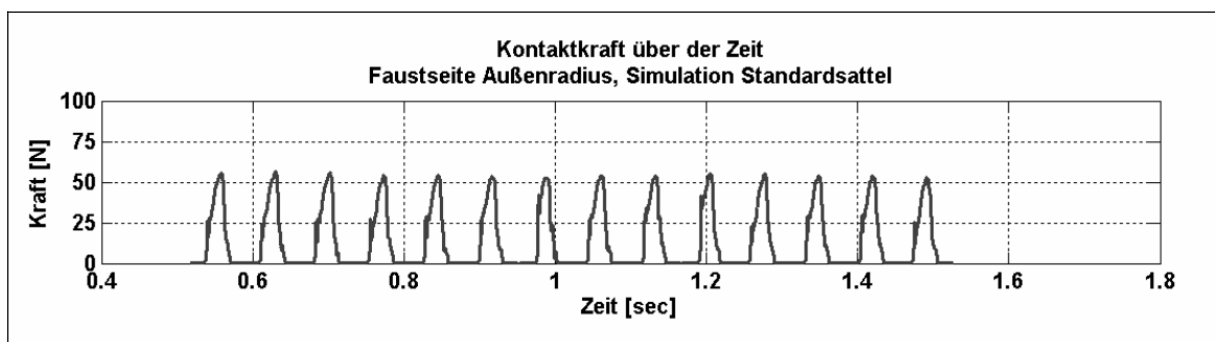


Abbildung 4-29: Beispiel-Verlauf der Kontaktkraft über der Zeit, Faustseitiger Belag, Außenkante

Aufgrund dynamisch angepasster Integrationsschrittweiten bei der Simulationsrechnung des komplexen Schwingungssystems und gelegentlicher Spitzen durch Unstetigkeiten (z. B. beim Übergang von keinem Kontakt zu Kontakt zwischen Belag und Scheibe) sind die zeitlichen Verläufe für jede Scheibenumdrehung nicht 100 % wiederholgenau. Daher wird der gegenüber Ausreißern robuste Median für jeden Zeitpunkt aus 14 zeitlich übereinander gelegten Umdrehungen gebildet. Hierzu wird ein Zeitintervall von einer Sekunde herangezogen, ab dem sich das Modell in einem stationären Zustand befindet. Es ergibt sich der Verlauf der Kontaktkraft über einer Scheibenumdrehung (siehe Beispiel Abbildung 4-30). Aus diesem wird der Maximalwert abgelesen. Der Wert des Streumaßes für die Medianbildung, der Interquartilsabstand, liegt bei sehr geringen 0,04 N (0,07 % von 53,9 N).

<sup>169</sup> Scheffler, Eberhard: Statistische Versuchsplanung, 1997, S. 380ff.

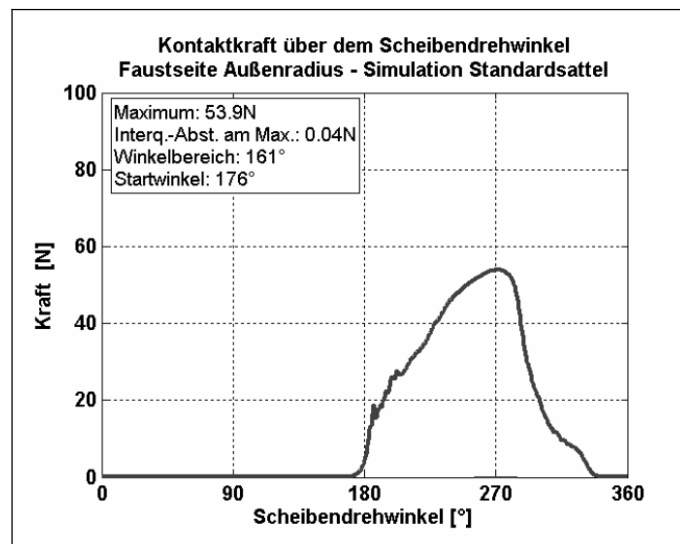


Abbildung 4-30: Beispiel simulierter Kontaktkraftverlauf über einer Scheibenumdrehung an der faustseitigen Belagaußenkante, Median aus 14 Umdrehungen, Standardsattel

### 4.3.3 Ergebnisse der Parametervariation in der Simulation

Die vier ermittelten Kennwerte werden als Antwortgrößen einer linearen Regressionsanalyse mit 19 erklärenden Parametern zugeführt. Die Tabelle 4-5 zeigt die Güte der Modellanpassung („Goodness of Fit“)<sup>170</sup> für die vier Kontaktkräfte. Es werden jeweils Werte für das Bestimmtheitsmaß von über 99 % sowie für das korrigierte Bestimmtheitsmaß von über 97 % erreicht, was für eine sehr gute Modellanpassung spricht.

Tabelle 4-5: Güte der Modellanpassung (Goodness of Fit)

Maximale Kontaktkraft	R <sup>2</sup>	Korr. R <sup>2</sup>	RMS-Error <sup>171</sup>
FS_Außen	0,99	0,97	4,44
FS_Innen	0,99	0,98	1,93
KS_Außen	0,99	0,996	0,91
KS_Innen	0,99	0,997	0,30

Der Test auf Normalverteilung der Ausgangsgrößen (Maximale Kontaktkraft in Tabelle 4-6) ergibt, dass – trotz der sehr guten Modellanpassung – die Werte für die jeweiligen Belagkanten radial innen nicht normalverteilt sind, da hier die Werte zu einem überwiegenden Teil

<sup>170</sup> Onlinehilfe zur Versuchsplanungssoftware Cornerstone™

<sup>171</sup> RMSE: Root mean square error, Wurzel aus dem mittleren quadratischen Fehler. Der RMSE hat gegenüber dem mittleren quadratischen Fehler den Vorteil, dass er die gleiche Maßeinheit wie die Beobachtungswerte besitzt. Inhaltliche Interpretationen werden dadurch sehr erleichtert.

null sind. Da weiterhin die Effekte zu gering sind, somit keine messbare Änderung z. B. des maximalen Restmoments erwartet wird, lassen sich hieraus keine aussagekräftigen Ergebnisse ableiten.

*Tabelle 4-6: Test auf Normalverteilung der Werte der Kontaktkräfte<sup>172</sup>*

	Maximale Kontaktkraft			
	FS_Außen	FS_Innen	KS_Außen	KS_Innen
<b>Zähler</b>	25	25	25	25
<b>Mittelwert</b>	52,0	8,2	20,9	3,4
<b>Std.-Abw.</b>	27,6	13,7	15,2	5,6
<b>Std.-Fehler</b>	5,5	2,7	3,1	1,1
<b>P-Wert</b>	> 0,1	<= 0,01	> 0,1	<= 0,01
<b>Normalverteilt</b>	Ja	Nein	Ja	Nein

Die Abbildung 4-31 zeigt die Haupteffekte auf die maximale Kontaktkraft an der Belagaußenkante der Faustseite sortiert nach der Höhe des Effekts. Die Effekte sind normiert und damit unabhängig von Dimension und physikalischer Einheit der einzelnen Parameter<sup>173</sup>. Ein negativer Effekt bedeutet, dass sich die Kontaktkraft verringert, wenn der Wert des entsprechenden Parameters erhöht wird. Abbildung 4-32 gibt dies entsprechend für die Kolben-seite wieder. Die Pareto-Darstellungen zu den Haupteffekten auf die Kontaktwinkel befinden sich im Anhang (Abbildung 11-1 und Abbildung 11-2, Seite 133). Eine Übersicht über die gleichzeitigen Effekte auf die Kontaktkräfte und -winkel zeigt Tabelle 11-4, Seite 134 im Anhang.

<sup>172</sup> Testverfahren zur Normalverteilung nach Shapiro-Wilk (Quelle: Onlinehilfe zur Versuchsplanungssoftware Cornerstone)

<sup>173</sup> Onlinehilfe zur Versuchsplanungssoftware Cornerstone<sup>TM</sup>

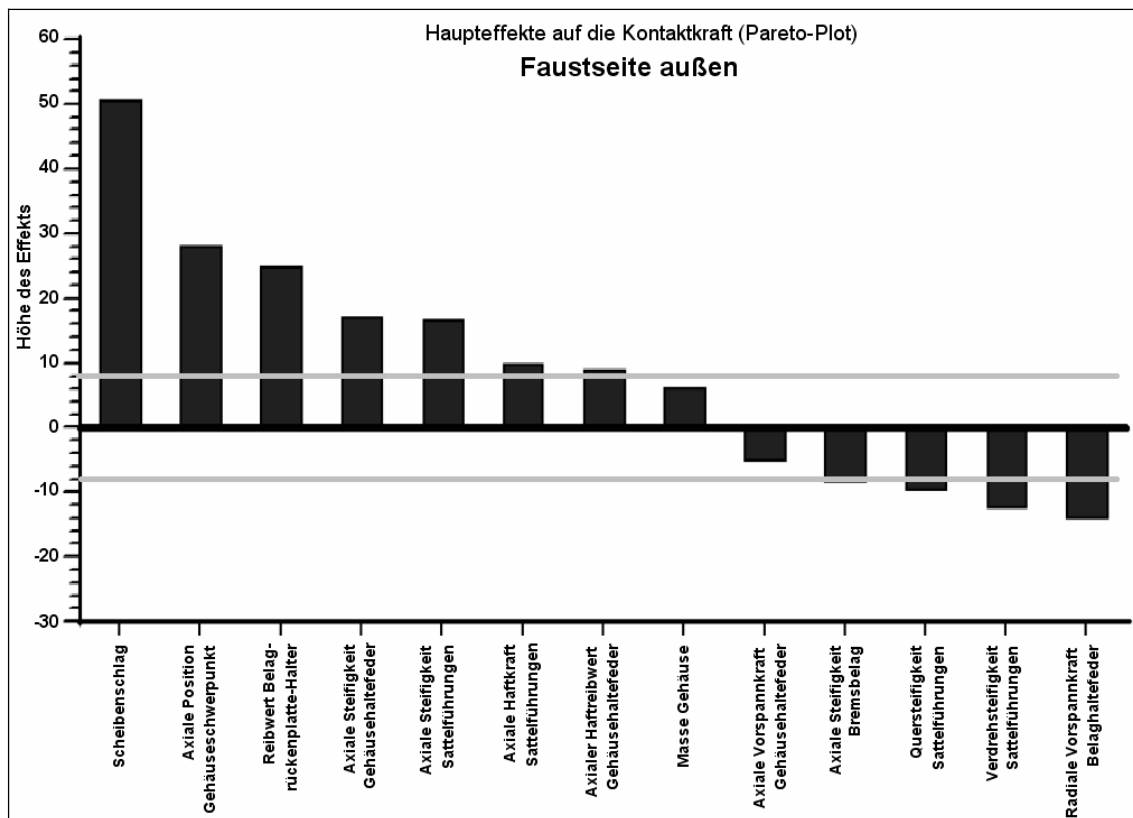


Abbildung 4-31: Haupteffekte auf die maximale Kontaktkraft – Faustseite Außenkante

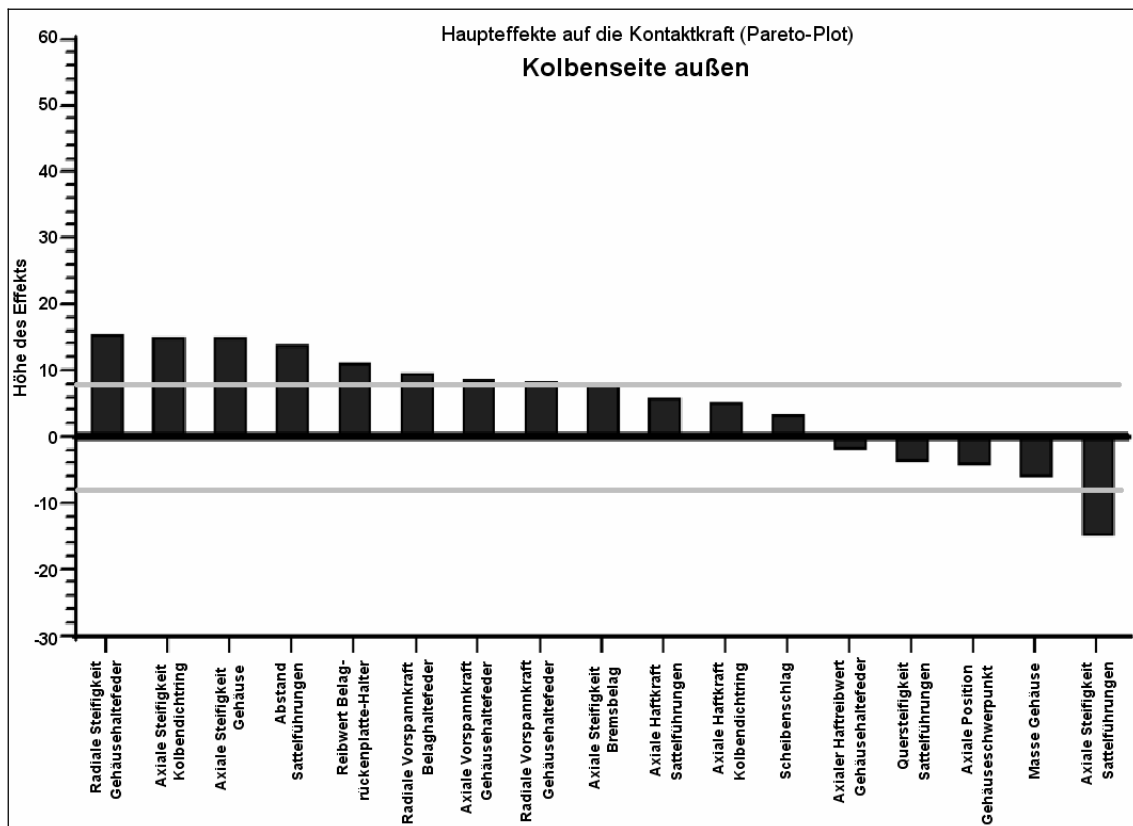


Abbildung 4-32: Haupteffekte auf die maximale Kontaktkraft – Kolbenseite

Zur Überprüfung der grundsätzlichen Eignung des Simulationsmodells für eine Verschleißprognose bei unbetätigter Bremse wurde eine Auswahl der im Folgenden zu untersuchenden und am Prüfstand zu variierenden Parameter vorgenommen. Zunächst wurden die Parameter ausgewählt, die mindestens für eine der Belagkanten einen Effekt von mehr als 8 N zeigen. Der Wert von 8 N entspricht der Fehlertoleranz am Verschiebekraftprüfstand. Erst ab Unterschieden oberhalb dieser Fehlertoleranz wird die Änderung der Kraft der Parametervorestellung zugeschrieben. Weiterhin wurde der Aufwand für die Bauteilvariation bewertet. Der Austausch eines Bauteils gegen eine Serienvariante stellt den geringsten Aufwand dar. Folgende Parameter wurden ausgewählt (Bewertung siehe Tabelle 11-2 im Anhang, S. 131):

- Axialer Scheibenschlag
- Axiale Bushing-Steifigkeit
- Axiale Gehäusesteifigkeit

Da das lineare Modell mit Fehlern behaftet ist, wird die Plausibilität der obigen Ergebnisse in Einzelversuchen überprüft. Dabei wird jeder der Parameter in der Simulation einzeln verstellt und der Effekt auf die maximale Kontaktkraft ermittelt. In Abbildung 4-33 ist zu sehen, dass es an den Innenkanten auf der Faustseite zu keinem Kontakt, auf der Kolbenseite nur zu vergleichsweise kleinen Kontaktkräften kommt. Wie zu erwarten, liegen die größten Effekte auf der faustseitigen Außenkante.

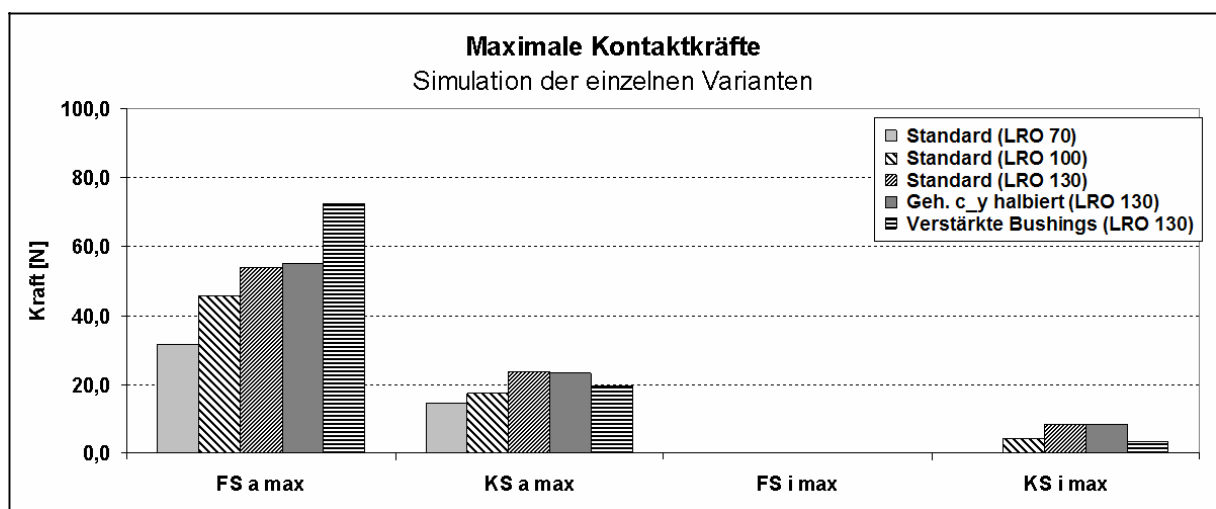


Abbildung 4-33: Berechnung der maximalen Kontaktkräfte – Einzelsimulation

In Tabelle 4-7 sind die nach den Darstellungen der Haupteffekte (Pareto-Darstellungen siehe 4.3.3) erwarteten und die in der Einzelsimulation eingetretenen Effekte gegenübergestellt.

*Tabelle 4-7: Gegenüberstellung der aus der Parametervariation erwarteten und der einzeln simulierten Effekte der Parameteränderungen auf die maximale Kontaktkraft*

	Verstellrichtung	Erwarteter Effekt/ Effekt in der Einzelsimulation	
		FS	KS
Scheibenschlag (LRO)	↗	↗ / ↗	↗ / ↗
axiale Bushing-Steifigkeit (BU_c_y)	↗	↗ / ↗	↘ / ↘
Axiale Gehäusesteifigkeit (GE_c_y)	↘	↗ / ↗	→ / →

### **Scheibenschlag:**

Hier wird nach den Pareto-Darstellungen auf beiden Scheibenseiten eine höhere Kraft bei höherem Schlag erwartet, was auch im Einzelversuch zu beobachten ist.

### **Axiale Bushing-Steifigkeit:**

Eine höhere axiale Bushing-Steifigkeit hat nach den Pareto-Darstellungen eine größere Kraft auf der Faustseite, aber eine geringere auf der Kolbenseite zur Folge. Die wird auch bei der Einzelparametervorellung sichtbar.

### **Axiale Gehäusesteifigkeit:**

Die halbierte axiale Gehäusesteifigkeit resultiert nach den Pareto-Darstellungen in einer erhöhten Kraft auf der Faustseite (Der Effekt ist negativ, daher wird bei einer Verkleinerung des Wertes die Kraft größer.). Dies zeigt sich in sehr geringer Ausprägung. Auf der Kolbenseite war der Effekt der axialen Gehäusesteifigkeit nicht signifikant, was auch in der Einzelsimulation deutlich wird. Die Kraft bleibt annähernd gleich.

Die Effekte der aus der Parametervariation und der aus der Simulation mit einzeln verstellten Parametern weisen eine durchgängige Übereinstimmung auf. Dies spricht wiederum für eine sehr gute Qualität der Anpassung des Regressionsmodells.

Da die axiale Gehäusesteifigkeit keinen Effekt bzw. nur einen sehr geringen hat, werden bei den folgenden Betrachtungen daher der axiale Scheibenschlag und die axiale Bushing-Steifigkeit behandelt. Dementsprechend werden auch Hypothesen formuliert.



## 5 Berechnete Verschleißentwicklungen

### 5.1 Verschleiß-Entwicklungen bei unbetätigter Bremse

Die folgenden schematischen Darstellungen veranschaulichen unterschiedliche Entwicklungen des ungleichförmigen Verschleißes. Es sind sowohl die Entwicklungen der DTV und der DTV 1. und 2. Ordnung sowie die Schlagwerte faust- und kolbenseitig über der Fahrstrecke als auch an ausgewählten Stellen die Reibringgeometrie über dem Umfang mittels der Größen Scheibendicke, Schlag kolben- und faustseitig und der Summenverschleiß und der seitenbezogene Verschleiß dargestellt. Die Amplituden der DTV 3. und höherer Ordnungen zeigten Werte stets kleiner als 2  $\mu\text{m}$ . Sie werden daher vernachlässigt.

Tabelle 5-1 zeigt eine Übersicht über die folgenden Beispiele. Sie unterscheiden sich durch das Verhältnis der Raten des maximalen Verschleißes auf der Kolben- und Faustseite sowie dadurch, ob eine Parallelität des Verschleißes zur Rotationsebene gegeben ist.

*Tabelle 5-1: Übersicht über die Verschleißbeispiele 1-5*

Beispiel-Nr	Verhältnis max. Verschleiß pro km Faust-/Kolbenseite	Parallel zur Rotachse	Schlag [ $\mu\text{m}$ ]
1	1 / 1	Ja	100
2	3 / 1	Ja	100
3	3 / 0	Ja	100
4	1,7 / 1	Nein	100
5	1 / 1	Nein (in der Form, dass keine DTV-Erzeugung stattfindet)	- (qualitative Betrachtung)

#### 5.1.1 Beispiel 1: beidseitiger, gleichgroßer Verschleiß auf beiden Reibringseiten nach Modell Engel

Abbildung 5-1 zeigt auf der linken Seite den Verlauf der Scheibendicke und die Verläufe der Scheibenschläge beider Scheibenseiten über dem Umfang für verschiedene Streckenabschnitte. Rechts sind jeweils die Differenzen zwischen den entsprechenden Zuständen und somit der Verschleiß dargestellt. Der Abtrag auf beiden Scheibenseiten findet parallel zur Rotationsebene mit einer Rate von 6,5  $\mu\text{m}$  pro 1.000 km statt. Ab ca. 7.700 km überlappen sich die Winkelbereiche des lokalen Verschleißes auf der Kolben- und Faustseite

( $\Delta\varphi_{KS}=0^\circ\dots180^\circ$  und  $\Delta\varphi_{FS}=180^\circ\dots360^\circ$ ). Bei weiterem Verschleiß wird der DTV-Wert nun abnehmen.

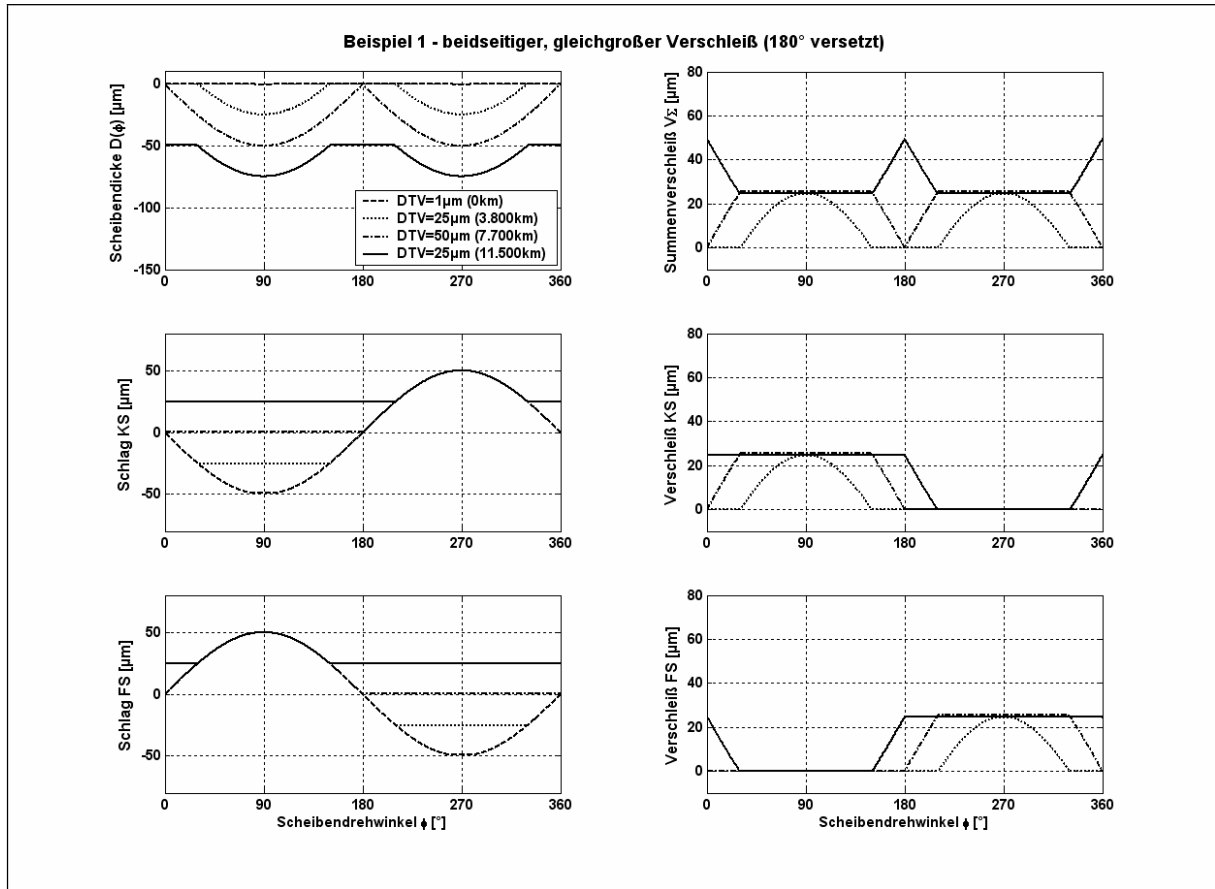


Abbildung 5-1: Beispiel 1: Verläufe über dem Scheibenumfang der Scheibendicke, des Summenverschleißes sowie des Schlags und des Verschleißes beider

In Abbildung 5-2 sind die sich daraus ergebenden Entwicklungen der DTV, der DTV 1. und 2. Ordnung sowie der Schlagwerte für die Kolben- und Faustseite über der Fahrstrecke dargestellt. Man erkennt, dass der DTV-Wert und die DTV 2. Ordnung ihr Maximum bei 7.700 km haben. Die DTV 1. Ordnung ist gleich null. Bei ca. 15 Tkm ist der Reibring frei von DTV und Schlag.

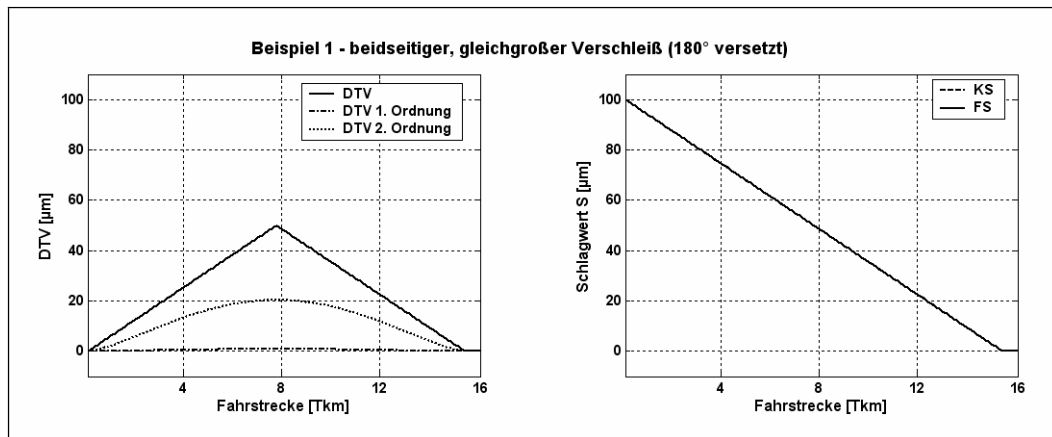


Abbildung 5-2: Beispiel 1: DTV, DTV 1. und 2. Ordnung sowie Schlagwerte für die Kolben- (KS) und Faustseite (FS) über der Fahrstrecke

### Fazit:

Es wird bestätigt, dass

- die laufende Erfassung des DTV-Werts über der Fahrstrecke notwendig ist, um ein eventuelles Maximum sehen zu können. Die Angabe eines DTV-Werts vor und nach dem Test ist unzureichend.
- eine gleichförmige Erzeugung auf beiden Reibringseiten eine DTV 2. Ordnung hervorruft.
- durch die geometrische Analyse des seitenbezogenen Verschleißes ( $\Delta V$  und  $\Delta \varphi$ ) die Gradienten der DTV-Entwicklung erklärbar sind.

### 5.1.2 Beispiel 2: beidseitiger, aber unterschiedlich großer Verschleiß auf beiden Reibringseiten nach Modell Engel

Im Unterschied zum Beispiel 1 ist hier die Rate des Schlagabtrags auf der Kolbenseite um den Faktor 3 geringer als auf der Faustseite. Dies entspricht dem Verhalten, das dem Schwimmsattel zugeschrieben wird, da die Wirkung des Dichtrings zur Lüftspielerzeugung nur auf der Kolbenseite zum Tragen kommt. Der Punkt der Winkelüberlappung ergibt sich – im Vergleich zu Beispiel 1, in dem sie bei 7.700 km vorlag – erst bei 11.500 km (Abbildung 5-3). Ab hier nimmt der DTV-Wert wieder ab.

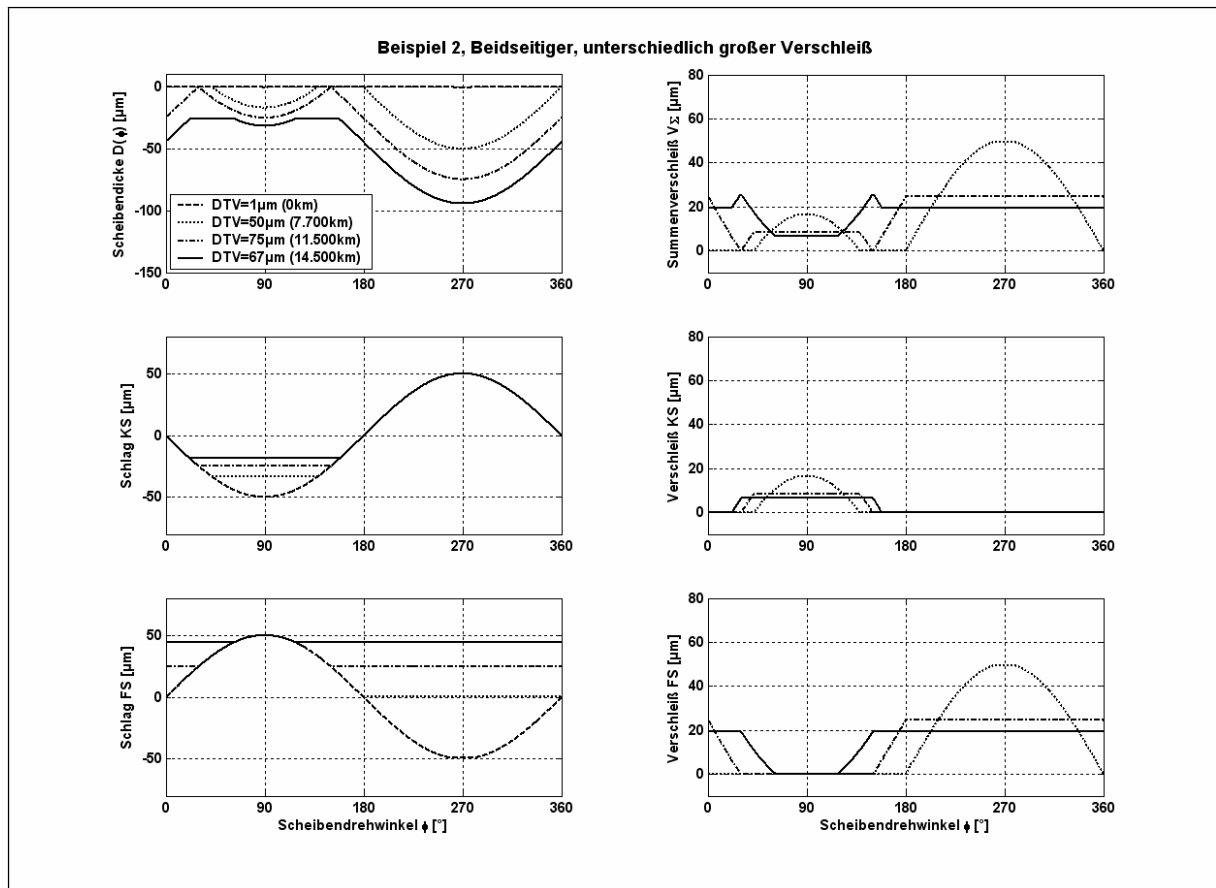


Abbildung 5-3: Beispiel 2: Verläufe über dem Scheibenumfang der Scheibendicke, des Summenverschleißes sowie des Schlags und des Verschleißes beider Scheibenseiten

Dies zeigt auch die Darstellung in Abbildung 5-4. Man erkennt jedoch, dass das Maximum der DTV 2. Ordnung bei einer geringeren Fahrstrecke von ca. 9 Tkm liegt und das Maximum der DTV 1. Ordnung sich erst bei ca. 15 Tkm ergibt.

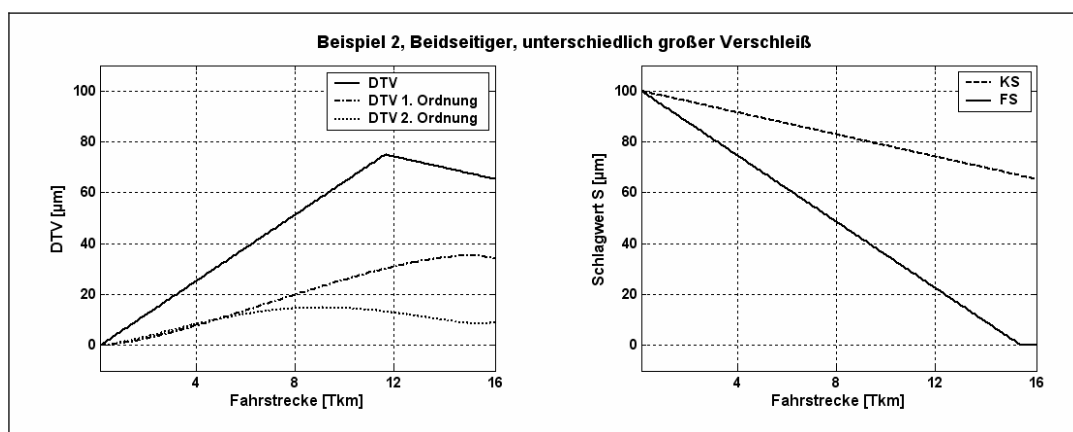


Abbildung 5-4: Beispiel 2: DTV, DTV 1. und 2. Ordnung sowie Schlagwerte für die Kolben- (KS) und Faustseite (FS) über der Fahrstrecke

### Fazit:

Dies macht deutlich, dass der DTV-Wert alleine kein aussagekräftiger Kennwert für eine Fahrzeugempfindlichkeit auf die Anregung von Bremsmomentenschwankungen ist, da die

DTV 1. Ordnung noch weiter ansteigt, obwohl der Wert der DTV bereits abnimmt. Die bedeutet, dass bei gleichem DTV-Wert unterschiedliche DTV-Ordnungen vorliegen können.

### 5.1.3 Beispiel 3: einseitiger Verschleiß nach Modell Engel

Bei rein einseitiger Erzeugung (hier auf der Faustseite, siehe Abbildung 5-5) wird die DTV 1. Ordnung dominieren und am Ende wird der Scheibenschlag der unverschlissenen Reibringseite die Dickenschwankung der Scheibe darstellen.

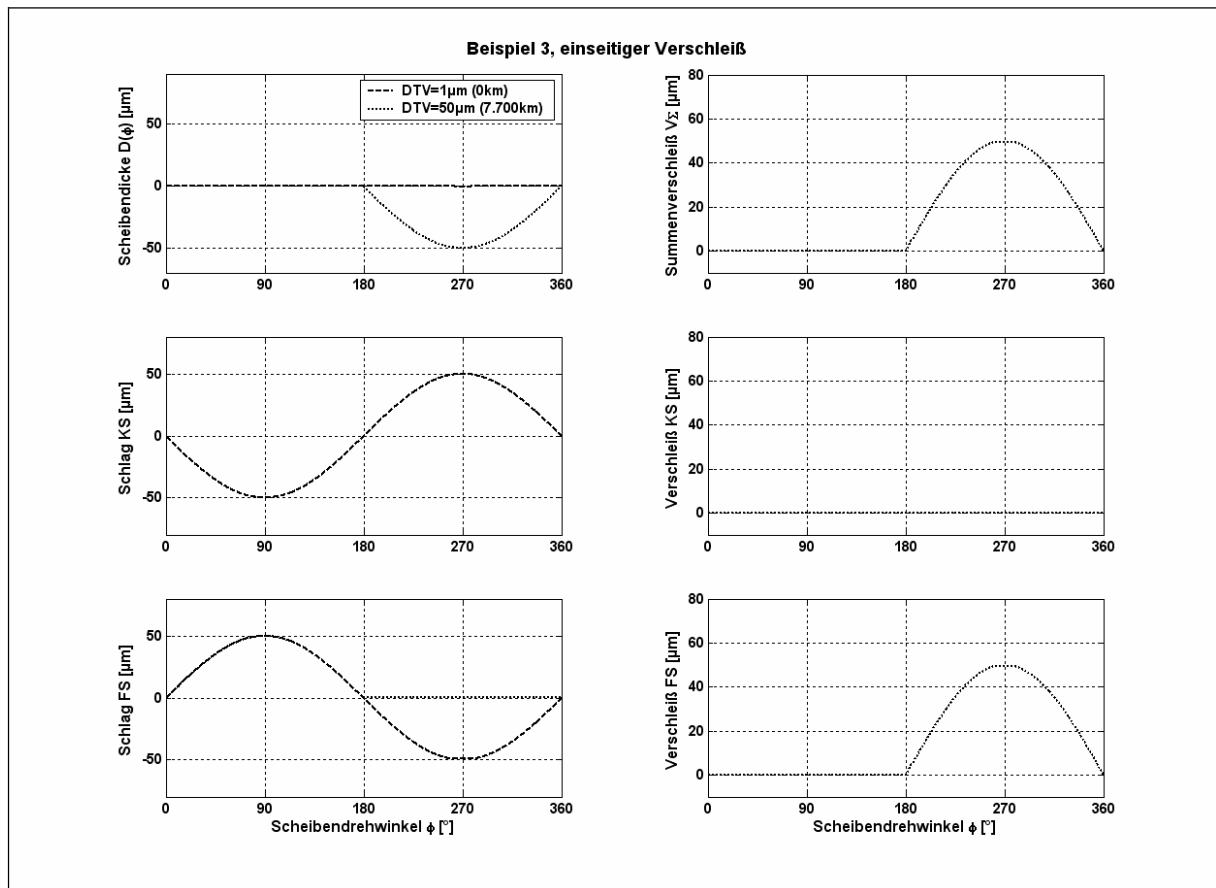


Abbildung 5-5: Beispiel 3: Verläufe über dem Scheibenumfang der Scheibendicke, des Summenverschleißes sowie des Schlags und des Verschleißes beider Scheibenseiten

Abbildung 5-6 zeigt zu dem Beispiel der einseitigen Erzeugung die Kennwerte über der Fahrstrecke. Der Schlag der Faustseite wird abgetragen, sodass bei 15 Tkm eine DTV von 100  $\mu$ m vorliegt.

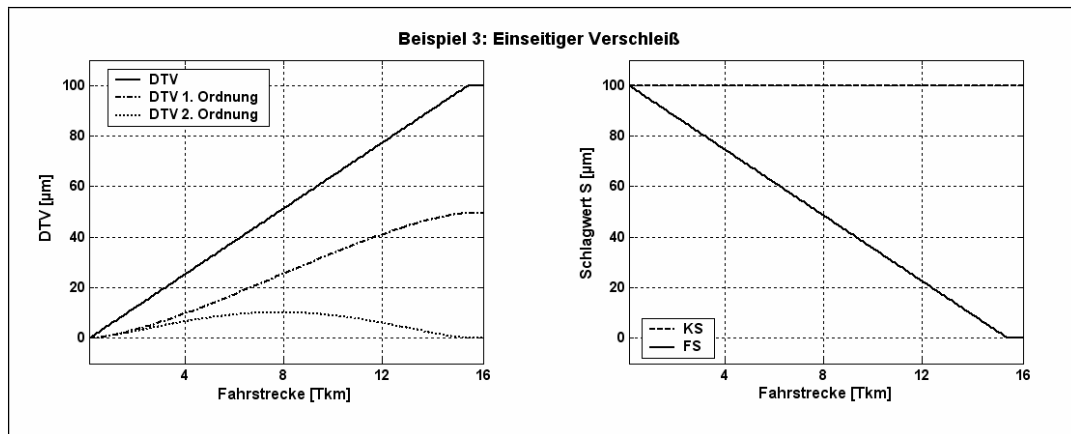


Abbildung 5-6: Beispiel 3: DTV, DTV 1. und 2. Ordnung sowie Schlagwerte für die Kolben- (KS) und Faustseite (FS) über der Fahrstrecke (Gesamtstrecke 16 Tkm)

#### Fazit:

Dies bestätigt, dass eine rein einseitige Erzeugung ungünstiger ist als eine zweiseitige, da bei größeren Fahrstrecken höhere DTV-Werte erreicht werden. Bezüglich der DTV-Ordnungen erkennt man zwar, dass die DTV 1. Ordnung dominiert, es liegt jedoch bei ca. 8 Tkm auch eine maximale Amplitude der DTV 2. Ordnung von 10  $\mu\text{m}$  vor.

#### 5.1.4 Beispiel 4: beidseitiger unterschiedlich großer Verschleiß, nicht parallel zur Rotationsebene

Betrachtet man sich reale Verschleißbilder, wie sie aus der Bremsenentwicklung bekannt sind, so liegt im Allgemeinen kein zur Rotationsebene paralleler Verschleiß vor (Abbildung 5-7).

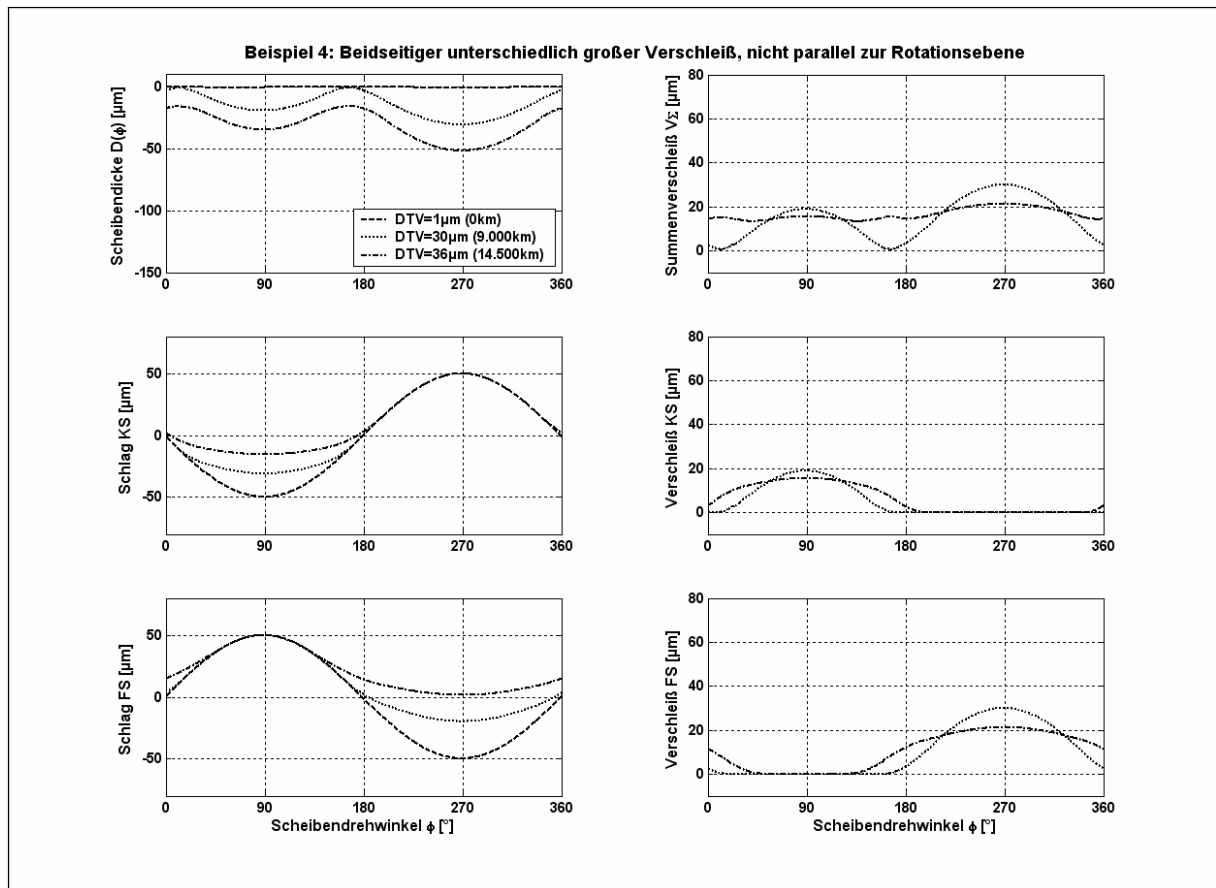


Abbildung 5-7: Beispiel 4: Verläufe über dem Scheibenumfang der Scheibendicke, des Summenverschleißes sowie des Schlags und des Verschleißes beider Scheibenseiten

Die Winkelüberlappung wird im Vergleich zum parallel zur Rotationsebene angenommenen Verschleiß bei gleichen Maximalwerten des Verschleißes beider Scheibenseiten zu einem früheren Zeitpunkt ergeben. Der DTV-Verlauf besitzt an dem Punkt der Winkelüberlappung (bei ca. 9 Tkm, siehe Abbildung 5-8) jedoch keinen Knick, sondern wird degressiv.

Die Verläufe der DTV 1. und 2. Ordnung steigen mit ähnlichen Beträgen, und obwohl die Erzeugung auf der Faustseite der Scheibe dominiert und dies den DTV-Wert bestimmt, liegt die Amplitude der DTV 2. Ordnung etwas oberhalb der 1.

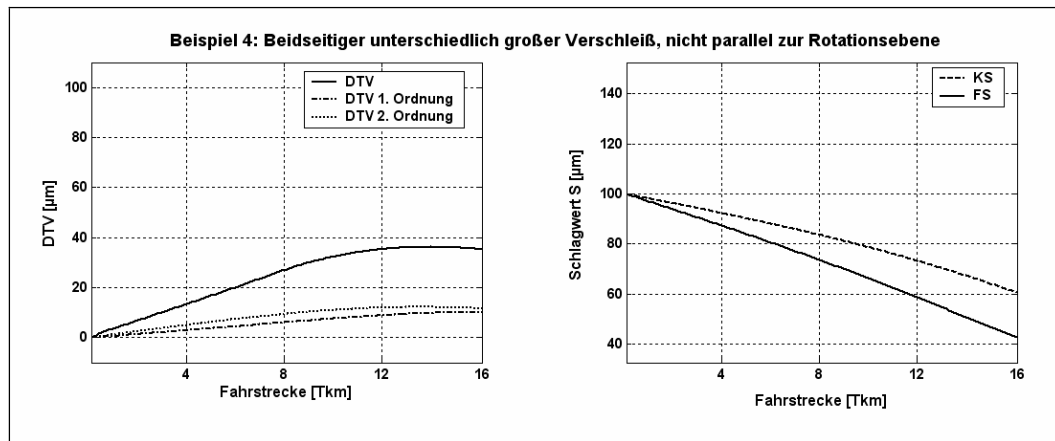


Abbildung 5-8: Beispiel 4: DTV, DTV 1. und 2. Ordnung sowie Schlagwerte für die Kolben- (KS) und Faustseite (FS) über der Fahrstrecke

### Fazit:

Es wird deutlich, dass

- die Betrachtung der geometrischen Form des Verschleißes beider Reibringseiten notwendig ist, um den Verlauf der DTV und der DTV-Ordnungen erklären zu können. Deren Gradienten müssen primär, zum Beispiel, nichts mit den Verschleiß-Eigenschaften der Reibpaarung zu tun haben.
- Eine überwiegende Erzeugung auf einer Scheibenseite – hier der Faustseite – resultiert nicht automatisch in einer höheren DTV 1. Ordnung (wie nach Modell Engel, Beispiel 3 einseitige Erzeugung).

### 5.1.5 Beispiel 5: keine DTV-Erzeugung bei Abtrag des Scheibenschlags

Theoretisch ist der Spezialfall denkbar, dass im Fall der unbetätigten Bremse keine DTV-Erzeugung stattfindet, obwohl Schlag abgebaut wird (Abbildung 5-9). Die Scheibendicke bleibt zu jeder Zeit konstant, bis der Schlag des Reibrings eingeebnet ist.



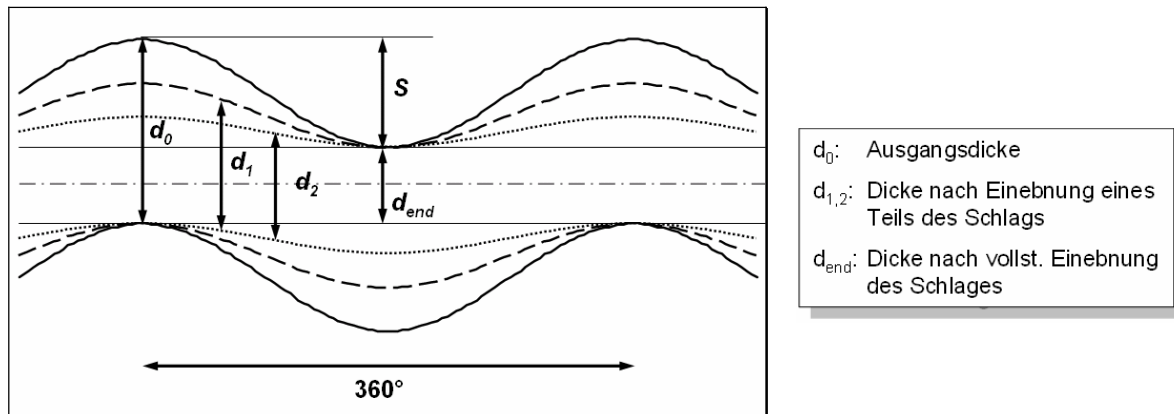


Abbildung 5-9: Abbau von Scheibenschlag ohne DTV-Erzeugung

Auch hier liegt, nachdem der Schlag vollständig eingeebnet ist, ein Reibring ohne Dicken-schwankung und ohne Scheibenschlag der Dicke  $d_{end}$  vor.

#### Fazit:

Dies bestätigt erneut, dass der Verlauf des Verschleißes über dem Scheibenumfang, zum Beispiel bei einer Bewertung des Belagmaterials, zu betrachten ist, um Fehldeutungen zu vermeiden.

## 5.2 Hypothesen zu Bauteileinflüssen auf den Verschleiß bei unbetätigter Bremse

Die Eignung des Simulationsmodells, die Kräfte zwischen Beläge und Scheibe zu berechnen, wurde anhand des Vergleichs mit Messergebnissen aus Verschiebekraft- und Restmomentversuchen nachgewiesen. Im Folgenden wird die Eignung des Modells, eine Prognose des Scheibenverschleißes bei unbetätigter Bremse stellen zu können, überprüft. Dazu werden auf Basis der Simulationsergebnisse Hypothesen formuliert, die einen Bezug der Kontaktkräfte und -bereiche zur Verschleißentwicklung herstellen. Das heißt, es werden einerseits Aussagen zur Verschleißausdehnung (radial, tangential und auf welcher Scheibenseite) und zur Höhe des Verschleißes auf dem Reibring gemacht. Grundsätzlich wird davon ausgegangen, dass größere Kontaktkräfte einen höheren Verschleiß hervorrufen. Die Höhe des Verschleißes ist abhängig von der Reibbelastung. Diese wird durch die Reibleistung bestimmt, die wiederum nach Formel (5.1) proportional zur Flächenpressung  $p$  ist (neben der Anfangsgeschwindigkeit der Bremsung  $v_I$  und dem mittleren Reibwert  $\mu_m$ )<sup>174</sup>.

<sup>174</sup> Bremsenhandbuch, 2003, S. 315f

$$P_{reib} = p \cdot v_1 \cdot \mu_m \quad (5.1)$$

**Simulations-Ergebnisse:**

- Die maximale Kontaktkraft an der radial äußeren Belagkante ist stets größer als an der radial inneren.
- Die maximale Kontaktkraft auf der Faustseite ist stets größer als die auf der Kolbenseite.
- Die Erhöhung des axialen Scheibenschlags resultiert in einer Erhöhung der maximalen Kontaktkraft auf der Faustseite. Auf der Kolbenseite wird ein positiver Effekt kleiner als 8 N beobachtet.
- Die Erhöhung der axialen Steifigkeit der Sattelführungen bewirkt eine Verringerung der maximalen Kontaktkraft auf der Kolbenseite und eine Erhöhung auf der Faustseite.

**Folgende Hypothesen werden formuliert:****Hypothese 1:**

Der lokale Verschleiß bei unbetätigter Bremse ist auf beiden Reibringseiten auf dem Außenradius der Bremsscheibe am größten und wird in Richtung kleinerer Radien geringer.

**Hypothese 2:**

Der maximale lokale Verschleiß auf der Faustseite ist größer als auf der Kolbenseite.

**Hypothese 3:**

Ein größerer Scheibenschlag bewirkt auf beiden Scheibenseiten einen höheren Verschleiß, wobei der Effekt auf der Faustseite größer ist als auf der Kolbenseite.

**Hypothese 4:**

Die Erhöhung der axialen Steifigkeit der Sattelführungen bewirkt einen größeren maximalen Verschleiß auf der Faustseite und einen niedrigeren auf der Kolbenseite.

**Wert der Hypothesen:**

Die Überprüfung der aus der Simulation abgeleiteten Hypothesen, die die im Versuch erwartete Verschleißentwicklung (tangential, radial, Reibringseite, in Abhängigkeit von Radbremsenparametern, im Wesentlichen unbetätigt) voraussagen, zeigt, inwieweit das

Simulationsmodell für eine derartige Prognose geeignet ist. Und damit könnten kritische Parameter, die zu erhöhtem lokalen Verschleiß beitragen, identifiziert werden.

### 5.2.1 Kennwerte und Experimente zur Hypothesenüberprüfung „Bremse unbetätigt“

In diesem Abschnitt gilt es, Festlegungen zur Hypothesenüberprüfung zu treffen. Dies sind zum einen die zu betrachteten Kennwerte zur Beschreibung des Verschleißes der beiden Reibringseiten und die durchzuführenden Experimente.

Die im Folgenden dargestellten Betrachtungen beziehen sich auf Ergebnisse aus Voruntersuchungen aus einem DTV-Test bei rein unbetätigter Bremse. Er besteht aus einem Abschnitt mit je 15 Zyklen. Die simulierte Geschwindigkeit beträgt 130 km/h (typische Autobahngeschwindigkeit). Die Fahrstrecke pro Zyklus ist 50 km lang (Fahrstrecke gesamt: 750 km).

Jeder Zyklus hat folgenden zeitlichen Ablauf:

<b>1. Bremsbetätigung bei stehender Scheibe mit 20 bar</b>	<b>2. Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit</b>	<b>3. Vermessung der Scheibengeometrie</b>
--	--	--

Die vor jedem Zyklus durchgeführten Bremsbetätigungen mit 20 bar bei stehender Scheibe dienen der Verschleißnachstellung durch den Kolbendichtring.

Abbildung 5-10: zeigt typische Kurven für den entstandenen Verschleiß bei rein unbetätigter Bremse (hier beispielhaft auf einem Radius der Faustseite).

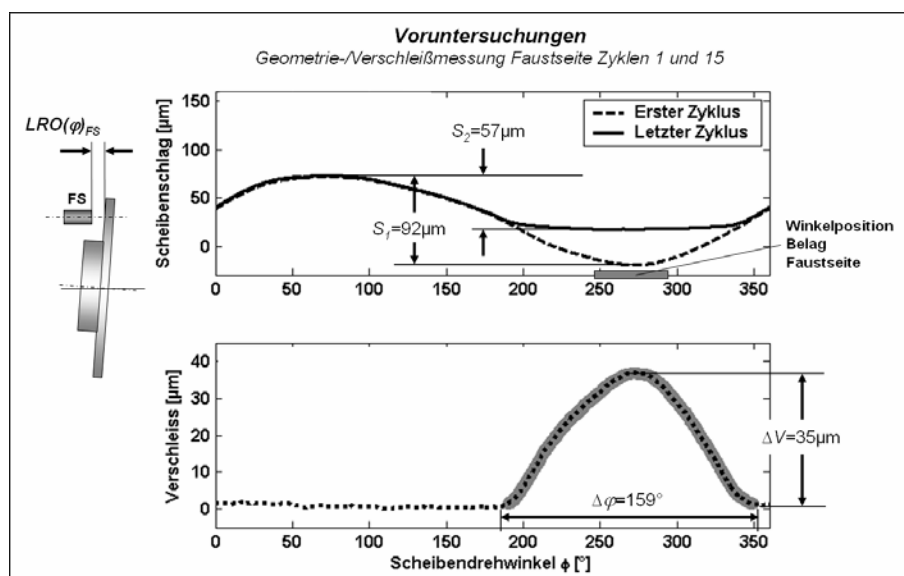


Abbildung 5-10: Verschleiß nach 15 Zyklen unbetätigter Fahrt (Voruntersuchungen)

Bei 270° liegt die maximale Auslenkung der Scheibe zur Faustseite. In dem Winkelbereich um das Maximum herum (zwischen ca. 190° und 350°) hat erwartungsgemäß Verschleiß stattgefunden. Im unteren Teil der Abbildungen ist jeweils der Scheibenverschleiß zwischen

dem ersten und letzten Zyklus dargestellt. Er wird gebildet aus der Differenz der Messungen des Scheibenschlages nach dem ersten und nach dem letzten Zyklus.

Als charakteristische geometrische Größen, die sich aus den Kurven ergeben, werden

der Maximalwert des Verschleißes  $\Delta V$  und der Verschleißwinkel  $\Delta\varphi$  verwendet.

Der Maximalwert des Verschleißes beträgt hier  $\Delta V=35\text{ }\mu\text{m}$  und stimmt mit dem abgetragenen faustseitigen Schlag überein (Der Schlagwert beträgt nach dem ersten Zyklus  $92\text{ }\mu\text{m}$ , und nach dem letzten  $57\text{ }\mu\text{m}$ ). Der Verschleiß fand – wie erwähnt – in einem Winkelbereich  $\Delta\varphi=159^\circ$  um die maximale Auslenkung der Scheibe zur Faustseite (bei  $270^\circ$ ) statt.

Die Zunahme des Verschleißes pro Zyklus kann hier als konstant angenommen werden. Dies zeigt Abbildung 5-11. Dort ist die Entwicklung des Maximalwertes des Verschleißes ( $\Delta V$ ) dargestellt. Aufgetragen ist jeweils die Differenz zum 1. Zyklus, Bsp. an der Stelle 7 steht  $\Delta V$  zwischen Zyklus 8 und 1. Der Verlauf wird durch eine Gerade angenähert. Dies erscheint gerechtfertigt, da die Werte innerhalb der Messtoleranz von  $\pm 2\text{ }\mu\text{m}$ <sup>175</sup> liegen.

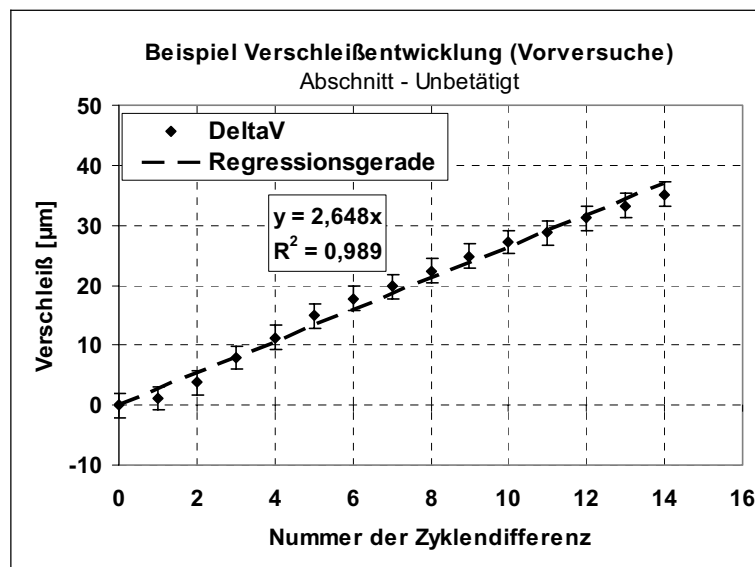


Abbildung 5-11: Entwicklung des maximalen Verschleißes  $\Delta V$  auf der Faustseite über den Zyklen – Abschnitt Unbetätigt (Voruntersuchungen)

Die Steigung der Geraden beschreibt die Zunahme des maximalen Verschleißes pro Zyklus ( $\Delta V_Z$ ). Es wird angenommen, dass die Höhe der Steigung abhängig von der Reibbelastung ist. Diese wird durch die Reibleistung bestimmt<sup>176</sup>, die wiederum nach Formel (5.2) proportional zur Flächenpressung  $p$  ist (neben der Anfangsgeschwindigkeit der Bremsung  $v_I$  und dem mittleren Reibwert  $\mu_m$ ).

<sup>175</sup> Der ermittelte Messfehler für die Messung eines Schlagverlaufes beträgt  $\pm 1\text{ }\mu\text{m}$  (Voruntersuchungen). Da die Verschleißkurven aus der Differenz zweier Schlagverläufe berechnet werden, wird der doppelte Fehler angesetzt.

<sup>176</sup> Bremsenhandbuch, 2003, S. 315f

$$P_{reib} = \bar{p} \cdot v_1 \cdot \mu_m \quad (5.2)$$

Eine Erhöhung der Kontaktkraft bei sonst gleichen Parametern bewirkt somit eine Erhöhung des Verschleißes.

**Es werden folgende Festlegungen getroffen:**

- Die Versuche werden bei unbetätigter Bremse und konstanter Geschwindigkeit von 130 km/h (typische Autobahngeschwindigkeit) durchgeführt.
- Um bezüglich des Lüftspiels vergleichbare Bedingungen zu schaffen, werden der Verschleiß nachgestellt und damit das Lüftspiel durch Bremsungen bei stehender Scheibe vor der jeweiligen Konstantfahrt – wie es auch in der Simulation abgebildet wurde – eingestellt. Dass sich zu Beginn der Konstantfahrt reproduzierbare Verhältnisse ergeben, wird anhand der Kontaktmessung, die eine Verteilung der Lüftabstände über dem Reibring liefert, belegt.
- Die Reibflächentemperatur wird auf 40 °C zu Beginn der Konstantfahrt eingestellt (gemäß der Temperatur der vor der Konstantfahrt stattfindenden Geometriemessung).
- Als Verschleißkennwert wird die Zunahme des maximalen Verschleißes pro Zyklus  $\Delta V_Z$  auf drei Reibringradien auf beiden Scheibenseiten verwendet (Beispiel: Faustseite Innenradius  $\Delta V_{Z,FS,i}$ ).
- Eine Ablehnung der Hypothesen erfolgt dann, wenn sich die Kennwerte nach Abzug der Messungenauigkeit nicht unterscheiden.

Fehlerabschätzung: Die Werte für den Scheibenschlag lassen sich im Rahmen von erzielbaren Fertigungsgenauigkeiten initial einstellen und im Verlauf der Versuche mit einer Genauigkeit von  $\pm 1 \mu\text{m}$  messen. Die Verschleißkurven werden aus der Differenz zweier Schlagverläufe berechnet und darin  $\Delta V$  gebildet. Es ergibt sich ein Fehler für  $\Delta V$  von  $\pm 2 \mu\text{m}$  ( $\Rightarrow$  Messgenauigkeit  $\Delta V_Z$ :  $4 \mu\text{m}/18\text{Zyklen} = \pm 0,22 \mu\text{m}/\text{Zyklus}$ ).

- Gemäß der Hypothesen werden drei Versuche zur DTV-Erzeugung durchgeführt:
  - Versuch 1: Standardsattel mit Schlagwert  $S=100 \mu\text{m}$  auf mittlerem Radius
  - Versuch 2: Standardsattel mit Schlagwert  $S=70 \mu\text{m}$  auf mittlerem Radius
  - Versuch 3: Sattel mit Bushings mit erhöhter axialer Steifigkeit (bei  $S=100 \mu\text{m}$  auf mittlerem Radius)

### 5.2.2 Vorgehen bei der Überprüfung der Hypothesen „Bremse unbetätigt“

#### Hypothese 1:

Der lokale Verschleiß bei unbetätigter Bremse ist auf beiden Reibringseiten auf dem Außenradius der Bremsscheibe am größten und wird in Richtung kleinerer Radien geringer.

- Messung der Kontaktbereiche auf dem Reibring, um die Wiederholgenauigkeit der Lüftspielerzeugung zu bewerten.
- Es ist zu überprüfen, ob  
 $\Delta V_{Z,FS,a} > \Delta V_{Z,FS,m} > \Delta V_{Z,FS,i}$  (analog für die Kolbenseite)
- Die Hypothese gilt als falsifiziert, wenn z. B.  $\Delta V_{Z,FS,a} < \Delta V_{Z,FS,m} - 0,22 \mu\text{m}$ , bzw.  
 $\Delta V_{Z,FS,m} < \Delta V_{Z,FS,i} - 0,22 \mu\text{m}$

#### Hypothese 2:

Der maximale lokale Verschleiß auf der Faustseite ist größer als auf der Kolbenseite.

- Kontaktbereiche wie unter Hypothese 1.
- Es ist zu überprüfen, ob  
 $\Delta V_{Z,FS,a} > \Delta V_{Z,KS,a}$  (analog für die übrigen Radien)
- Die Hypothese gilt als falsifiziert, wenn z. B.  $\Delta V_{Z,FS,a} < \Delta V_{Z,KS,a} - 0,22 \mu\text{m}$ .

#### Hypothese 3:

Ein größerer Scheibenschlag bewirkt auf beiden Scheibenseiten einen höheren Verschleiß, wobei der Effekt auf der Faustseite größer ist als auf der Kolbenseite.

- a) Es ist zu überprüfen, ob  
 $\Delta V_{Z,FS,a,Versuch1} > \Delta V_{Z,FS,a,Versuch2}$  (analog für die übrigen Radien)  
 Die Hypothese gilt als falsifiziert, wenn z. B.  $\Delta V_{Z,FS,a,Versuch1} < \Delta V_{Z,FS,a,Versuch2} - 0,22 \mu\text{m}$
- b) Es ist weiterhin zu überprüfen, ob  
 $\Delta V_{Z,FS,a,Versuch1} - \Delta V_{Z,FS,a,Versuch2} > \Delta V_{Z,KS,a,Versuch1} - \Delta V_{Z,KS,a,Versuch2}$  (analog für die übrigen Radien)  
 Die Hypothese gilt als falsifiziert, wenn z. B.  $\Delta V_{Z,FS,a,Versuch1} - \Delta V_{Z,FS,a,Versuch2} < \Delta V_{Z,KS,a,Versuch1} - \Delta V_{Z,KS,a,Versuch2} - 0,44 \mu\text{m}$

#### Hypothese 4:

Die Erhöhung der axialen Steifigkeit der Sattelführungen bewirkt einen größeren maximalen Verschleiß auf der Faustseite und einen niedrigeren auf der Kolbenseite.

- Es ist zu überprüfen, ob  
 $\Delta V_{Z,FS,a,Versuch3} > \Delta V_{Z,FS,a,Versuch1}$   
 und  $\Delta V_{Z,KS,a,Versuch3} < \Delta V_{Z,KS,a,Versuch1}$  (analog für die übrigen Radien)
- Die Hypothese gilt als falsifiziert, wenn z. B.  $\Delta V_{Z,KS,a,Versuch3} < \Delta V_{Z,KS,a,Versuch1} - 0,22 \mu\text{m}$  und  $\Delta V_{Z,KS,a,Versuch3} > \Delta V_{Z,KS,a,Versuch1} + 0,22 \mu\text{m}$

### 5.3 Verschleiß-Entwicklungen bei Bremsbetätigungen und Hypothesen

Im Abschnitt „Stand der Forschung und Technik“ wurden Ergebnisse aus Fahrzyklen mit Bremsungen gezeigt, wie sie auch in der Serienprüfung zu finden sind, die dazu dienen, die Fähigkeit einer Radbremse, eine vorhandene DTV zu glätten, zu beurteilen. Hier wurde sowohl eine DTV-Abnahme als auch ein DTV-Anstieg beobachtet. Diese Fahrzyklen bestehen aus einer Mischung von Bremsungen und Fahrabschnitten bei unbetätigter Bremse. Wenn eine DTV abgebaut wird, bedeutet dies, dass der Abbau gegenüber dem Aufbau überwiegt. Die Anteile in den einzelnen unterschiedlichen Zyklen lassen sich so nicht bestimmen. Es lässt sich zum Beispiel nicht feststellen, ob tatsächlich während der Bremsungen eine DTV-Abnahme oder ob sie auch im unbetätigten Abschnitt stattfand. Auch ein relativer Vergleich der Resultate zweier unterschiedlicher Reibpaarungen ist so nicht möglich. Bei der Betrachtung der Glättungsfähigkeit von Radbremsen ist folglich immer der durchgeführte Prüfzyklus zu beachten.

Bezüglich der Glättung von DTV bei Bremsungen wird gemäß der Modellvorstellungen aus der Literatur<sup>177</sup> angenommen, dass der Scheibenverschleiß an Stellen größerer Scheibendicke am Scheibenumfang – bei sonst gleicher Reibbelastung – am größten ist. Die hat zur Folge, dass die DTV abnimmt. Ein einfaches Feder-Modell für die Ersatzfeder aus kolben- und faustseitigem Belag sowie der Gehäuseaufweitung und des hydraulischen Systems sowie einer Scheibe mit Dickenschwankung illustriert dies (Abbildung 5-12). Der lokale Anpressdruck zwischen Belag und Scheibe wird durch die schwankende Scheibendicke  $D(\varphi)$  moduliert. Der Verschleiß verteilt sich unter der Annahme gleich großer Kräfte auf der Kolben- und Faustseite (actio=reactio) auf beide Scheibenseiten gleich. Auch die zusätzliche dynamische Kraft<sup>178</sup>, die benötigt wird, um den Sattel um die Schlagamplitude zu bewegen, ist so klein, dass diese Annahme gestützt wird.

<sup>177</sup> u.a. Engel, Bremserregte Lenkunruhe, 1998, S. 86f

<sup>178</sup> Abschätzung: dynamische Kraft zur Sattelverschiebung um die Schlagamplitude: Schlagwert  $S=130 \mu\text{m} \Rightarrow$  Schlagamplitude  $s= \pm 65 \mu\text{m}$  bei Geschwindigkeit  $v=130 \text{ km/h} \Rightarrow v=36 \text{ m/s} \Rightarrow$  Drehzahl  $n=18 \text{ U/s} \Rightarrow$  Winkelgeschwindigkeit  $\omega=113 \text{ 1/s} \Rightarrow$  Beschleunigung  $a=s \cdot \omega^2=65 \mu\text{m} \cdot (113 \text{ 1/s})^2=0,825 \text{ m/s}^2$ , mit Masse  $m=4 \text{ kg} \Rightarrow$  Kraft  $F=m \cdot a=3,3 \text{ N}$

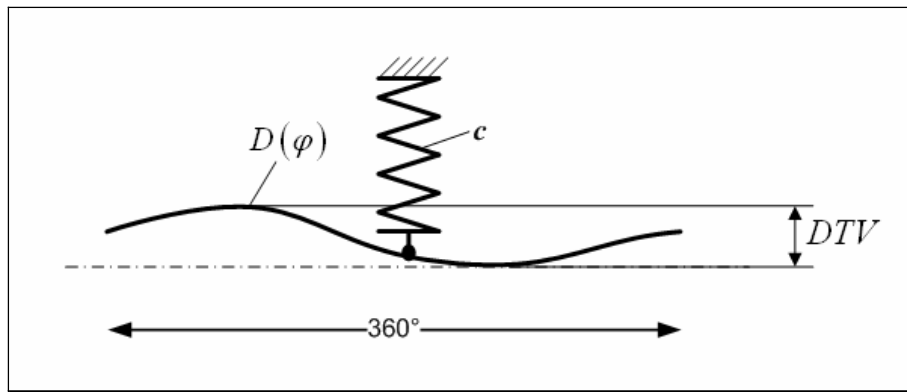


Abbildung 5-12: Einfaches Feder- Modell für die Ersatzfeder aus Kolben- und Faustseitigem Belag sowie der Gehäuseaufweitung und des hydraulischen Systems sowie Scheibe mit Dickenschwankung

Die Veränderung der Scheibengeometrie nach diesem Modell ist beispielhaft in Abbildung 5-13 dargestellt. Hier findet nach einem Fahrabschnitt von 4.000 km bei unbetätigter Bremse ein gleich langer mit Bremsungen statt. Man erkennt links die Abnahme der Scheibendicke zwischen Kilometer 4.000 und 8.000 und den rechts dargestellten Summenverschleiß, der an Stellen minimaler Scheibendicke am kleinsten ist.

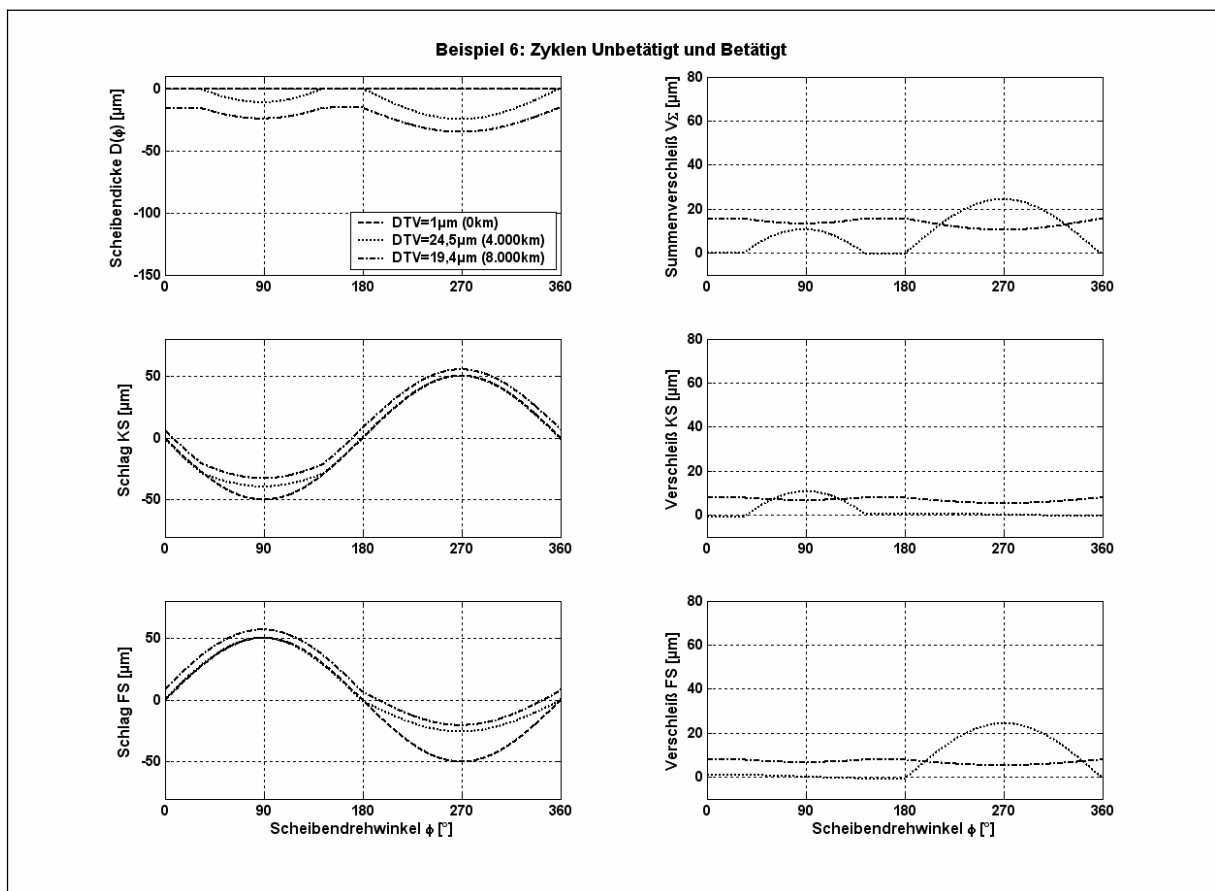


Abbildung 5-13: Beispiel 6: Verläufe über dem Scheibenumfang: Scheibendicke (links oben), Summenverschleiß (rechts oben), sowie Schlag (links Mitte und links unten) und Verschleiß (rechts Mitte und rechts unten) beider Scheibenseiten (FS: Faustseite, KS: Kolbenseite)



Nur so ist eine Glättung der Scheibenungleichförmigkeiten und eine Abnahme der DTV (sowie die Amplitude der DTV 1. +2. Ordnung) möglich (Abbildung 5-14, links).

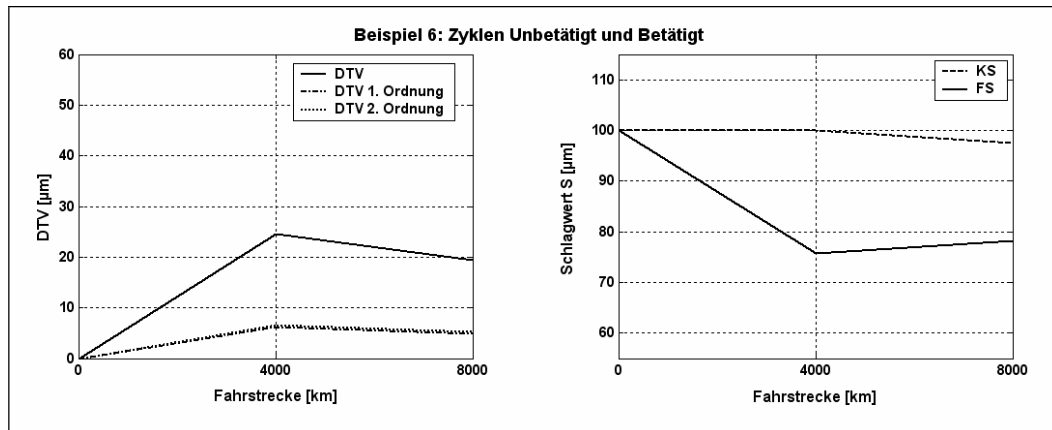


Abbildung 5-14: Beispiel 6: DTV, DTV 1. und 2. Ordnung sowie Schlagwerte für die Kolben- (KS) und Faustseite (FS) über der Fahrstrecke

Dies hat zur Folge, dass dort, wo zuvor der größte lokale Verschleiß vorlag – hier auf der Faustseite –, im Vergleich zum restlichen Umfang am wenigsten Verschleiß entsteht. Dort steigt der Schlagwert  $S$  an und auf der gegenüberliegenden Kolbenseite nimmt er ab (Abbildung 5-14, rechts).

### 5.3.1 Analyse der DTV-Entwicklung bei Bremsungen

Gemäß dem unter 5.3 dargestellten Modell und den theoretischen Überlegungen wird in einem Versuchszyklus, der aus wiederholten Stoppbremsungen besteht, erwartet, dass bei einer mit DTV behafteten Scheibe unabhängig von der Aggressivität des Reibmaterials gegenüber der Scheibe auf allen Messraden eine DTV-Abnahme (Glättung) stattfindet. Um diese Glättung von DTV durch Bremsungen nachvollziehen zu können, bedarf es der Analyse des Summenverschleißes im Vergleich zu vor den Bremsungen vorliegenden Verlauf der Scheibendicke über dem Umfang auf allen drei Messraden.

Es wird folgende Hypothese formuliert:

#### Hypothese 5:

Die Verläufe der Scheibendicke  $D(\varphi)$  und des Summenverschleißes  $V_{\Sigma}(\varphi)$  über dem Umfang korrelieren auf allen Messraden miteinander.

Bei Experimenten zur Beurteilung einer Glättungsfähigkeit einer Radbremse ist sicher zu stellen, dass so wenig Verschleiß wie möglich in Abschnitten mit unbetätigter Bremse erfolgt.

Wenn die Hypothese bestätigt wird, dann lässt sich das Verhalten bei Bremsungen durch dieses einfache Feder-Modell erklären und es bedarf keiner Betrachtung weiterer Parameter. Demzufolge würde eine Betrachtungsweise individuell auf jedem Messradius in Kombination mit dem gestalteten Prüfzyklus ausreichen, um die Glättungsfähigkeit einer Radbremse im betätigten Betrieb zu beurteilen.

### 5.3.2 Vorgehen bei der Überprüfung der Hypothese „Bremse betätigt“

#### Hypothese 5:

Die Verläufe der Scheibendicke  $D(\varphi)$  und des Summenverschleißes  $V_{\Sigma}(\varphi)$  über dem Umfang korrelieren auf allen Messradien miteinander.

- Auf allen Messradien ist der Korrelationskoeffizient  $r$  zwischen den Verläufen der Scheibendicke  $D(\varphi)$  des Summenverschleißes  $V_{\Sigma}(\varphi)$  über dem Umfang zu bilden.
- Die Hypothese gilt als falsifiziert, wenn der Korrelationskoeffizient  $r$  auf mindestens einem Messradius einen Wert kleiner 0,7 annimmt<sup>179</sup>.

#### Es werden folgende Festlegungen getroffen:

- Die Scheibendicke  $D(\varphi)$  und der Summenverschleiß  $V_{\Sigma}(\varphi)$  werden auf drei Messradien ausgewertet.
- Für die Untersuchung wird eine DTV-behaftete Scheibe verwendet (real geschädigt, nicht durch z. B. Schleifen präpariert).
- Fehlerabschätzung:  
Die Berechnung der Scheibendicke  $D(\varphi)$  und des Summenverschleißes  $V_{\Sigma}(\varphi)$  erfolgt aus je zwei Schlagverläufen (Scheibendicke aus zwei Schlagverläufen des gleichen Zyklus, Summenverschleiß aus zwei Schlagverläufen unterschiedlicher Zyklen). Jeder Schlagverlauf ist mit einem Fehler von  $\pm 1 \mu\text{m}$  behaftet, sodass hier ein Messfehler von  $\pm 2 \mu\text{m}$  erwartet wird.
- Die Bremsdruck- bzw. Geschwindigkeitsvorgaben werden auf  $\pm 0,1 \text{ bar}$  bzw.  $\pm 1 \text{ km/h}$  eingehalten<sup>180</sup>. Durch diese Streuungen wird keine nennenswerte Beeinflussung der Messergebnisse erwartet.
- Die Streuungen der Scheibentemperatur liegen im Bereich kleiner  $3^{\circ} \text{C}$ . Der Fehler bei z. B. einer der DTV-Berechnung läge bei ca. 3 Nanometern und ist vernachlässigbar klein (siehe 11.6, Seite 135 im Anhang).

<sup>179</sup> Der Korrelationskoeffizient wird dabei wie folgt interpretiert:  $r < 0,2$  sehr geringe Korrelation;  $0,2 < r < 0,5$  geringe Korrelation;  $0,5 < r < 0,7$  mittlere Korrelation;  $0,7 < r < 0,9$  hohe Korrelation;  $0,9 < r < 1$  sehr hohe Korrelation (nach Bühl et al., SPSS für Windows Praxisorientierte Einführung, 1995)

<sup>180</sup> Eigene Untersuchungen.

## 6 Experimentelle Untersuchungen

### 6.1 Messtechnik / Messkonzept

#### 6.1.1 Bestimmung des Verschleißes beider Reibringseiten

Nach den theoretischen Überlegungen zuvor und damit zur Hypothesenüberprüfung wird der Absolutverschleiß jeder Scheibenseite und nicht nur die Änderung der Scheibendicke bestimmt. Aus der Literaturrecherche und den Erfahrungen aus der Serienentwicklung ist bekannt, dass sich die Drehachse der Bremsscheibe im Bereich des Radlagerspiels verändern kann. Dies kann im Fahrzeug, zum Beispiel, durch Radseitenkräfte, und am Schwungmassenprüfstand auch durch Kräfte seitens des Bremssattels, die auf die Scheibe wirken, auftreten. Die Entwicklung des Verschleißes jeder Scheibenseite, zum Beispiel zwischen dem Anfang und dem Ende eines Testzyklus, lässt sich nicht darstellen, wenn nur der Abstand zu den verschleißenden Reibflächen gemessen wird. Eine eventuelle Verschiebung der so aufgenommenen Schlagverläufe beinhaltet zum einen die axiale Scheibenbewegung (z. B. durch thermischen Verzug oder Scheibenverkipfung) und zum anderen den Scheibenverschleiß.

In den folgenden Abbildungen wird dies grafisch veranschaulicht. Dort sind schematisch die Verläufe des faustseitigen und des kolbenseitigen Schlags, so wie man sie, z. B. mit kapazitiven Abstandssensoren erfassen würde für verschiedene Fälle dargestellt. Die punktierten Linien stellen jeweils den Zustand zu Beginn, durchgezogene Linien am Ende eines gedachten Verschleißzyklus dar. Strichpunktierte Linien stellen Anteile am Messsignal dar. Das Scheibenmaterial stelle man sich jeweils oberhalb der Kurven vor.

##### Fall 1: Axiale Verschiebung $a$ in Richtung Kolbenseite (Abbildung 6-1):

Der Offset der Verläufe, der den mittleren Abstand der Sensoren von der Scheibe repräsentiert, wird bei der Auslenkung der Bremsscheibe  $a$  zur Kolbenseite um diesen Betrag parallel verschoben, auf der Faustseite in positive, auf der Kolbenseite in negative Richtung.

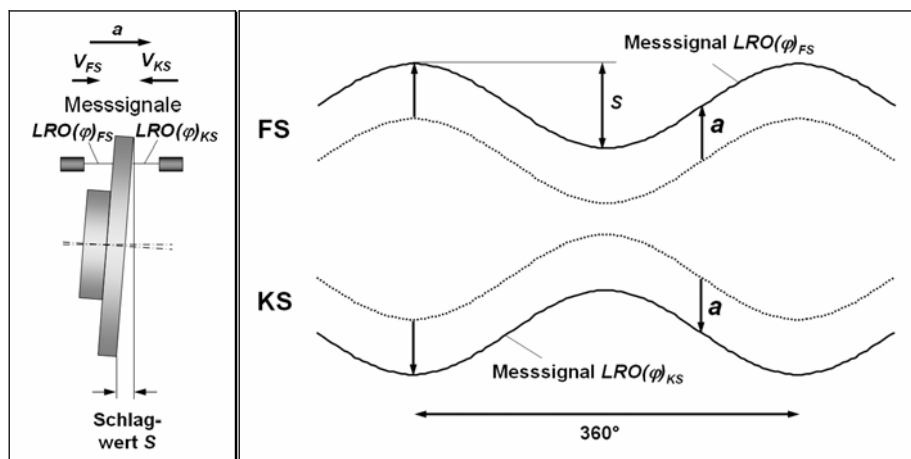


Abbildung 6-1: Fall 1: Axiale Verschiebung  $a$  in Richtung Kolbenseite

**Fall 2: Verschleiß auf beiden Scheibenseiten (konstant über 360°, jedoch mit unterschiedlichem Betrag auf der Kolben- und Faustseite,  $V_{FS} \neq V_{KS}$ ) (Abbildung 6-2):**

Verschleißbedingt kann der Offset der Verläufe nur größer werden.

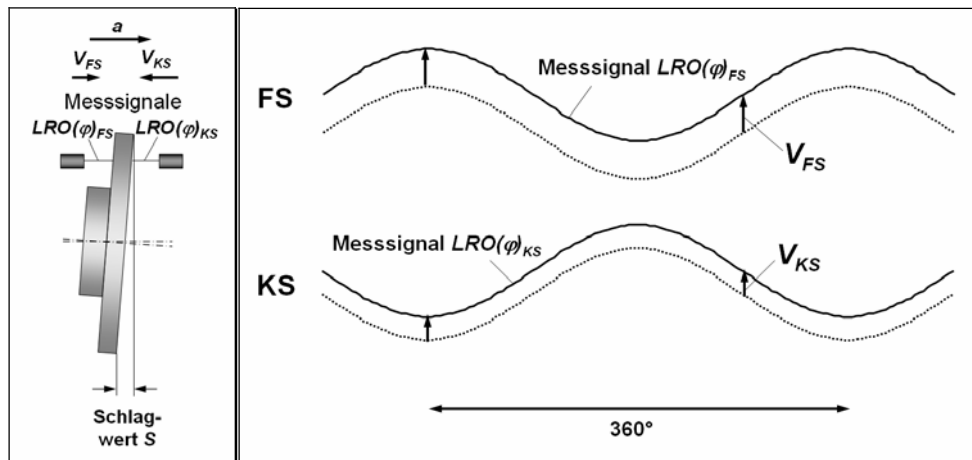


Abbildung 6-2: Fall 2: Verschleiß auf beiden Scheibenseiten (konstant über 360°, jedoch mit unterschiedlichem Betrag auf der Kolben- und Faustseite,  $V_{FS} \neq V_{KS}$ )

**Fall3: Kombination aus Fall 1 und 2: Verschiebung + Verschleiß (konstant über 360°) (Abbildung 6-3):**

Die Verschiebung der beiden Verläufe  $m_{FS}$  und  $m_{KS}$  setzt sich aus einer axialen Auslenkung  $a$  der Bremsscheibe und dem Verschleiß der jeweiligen Bremsscheibenseite  $V_{FS}$  bzw.  $V_{KS}$  zusammen.

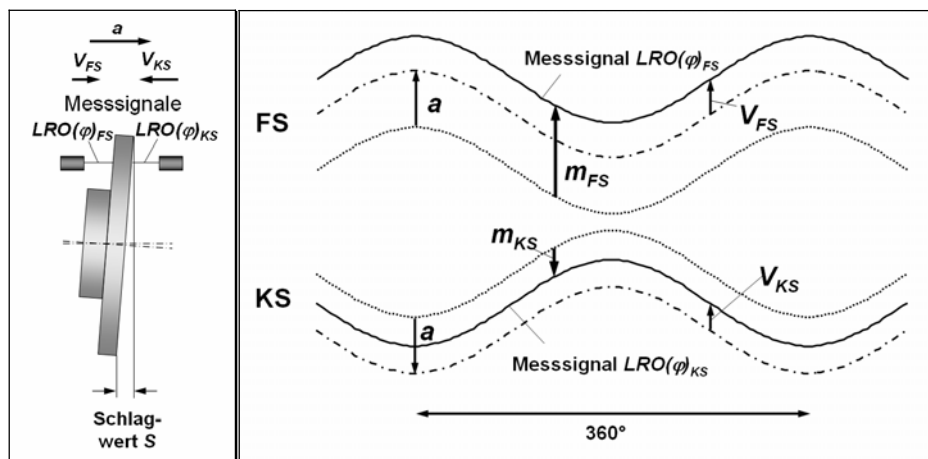


Abbildung 6-3: Fall3: Kombination aus Fall 1 und 2: Verschiebung + Verschleiß (konstant über 360°)

Man erhält mathematisch gesehen ein Gleichungssystem aus zwei Gleichungen (siehe Gleichung (6.1) und (6.2)) und drei Unbekannten  $a$ ,  $V_{FS}$  und  $V_{KS}$ , das nicht lösbar ist.

$$m_{FS} = V_{FS} + a \quad (6.1)$$

$$m_{KS} = V_{KS} - a \quad (6.2)$$

Diese Betrachtung gilt für jeden Punkt auf dem Umfang, d. h. für jedes  $\varphi$ . Da im Allgemeinen jedoch  $V(\varphi) \neq \text{konst.}$  und  $a(\varphi) \neq \text{konst.}$  sind (siehe beispielhaft Abbildung 6-4), ist die Verschiebung  $a(\varphi)$  zu messen, um den Verschleiß bestimmen zu können.

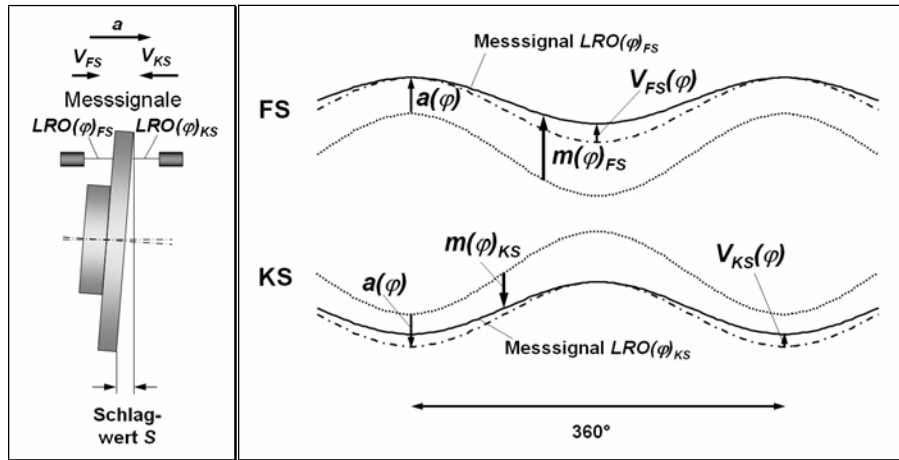


Abbildung 6-4: Allg. Verschiebung  $a(\varphi)$  + allg. Verschleiß  $V_{FS}(\varphi)$ ,  $V_{KS}(\varphi)$

Dies ist nur über eine Schlagmessung möglich, die verschleißunabhängig erfolgt. Eine entsprechende Messtechnik ist vorzusehen.

Die Berechnung des Verschleißes auf einem Radius lautet demzufolge für die Faustseite (Kolbenseite analog jedoch wird  $a(\varphi)$  addiert):

$$V_{FS}(\varphi) = m(\varphi)_{FS} - a(\varphi) = LRO(\varphi)_{FS,Ende} - LRO(\varphi)_{FS,Beginn} - a(\varphi) \quad (6.3)$$

### 6.1.2 Sensorik zur Vermessung der Scheibengeometrie

Die Scheibengeometrie wird wie in Abbildung 6-5 schematisch dargestellt mittels kapazitiver Wegsensoren erfasst. Der Reibringverschleiß wird über die 6 Verschleißsensoren (VS1-VS6) und die Scheibenlage – unabhängig vom Verschleiß – mittels des Lagesensors (LS) gemessen. Die Bremsscheibe wurde im Bereich der Kühlkanäle entsprechend abgedreht.

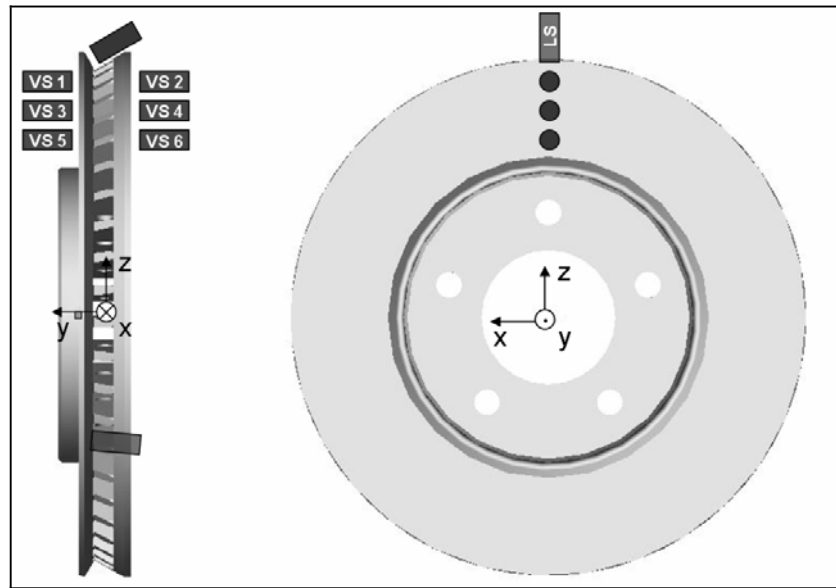


Abbildung 6-5: Messaufbau für Scheibengeometrie und -lage

Die Tabelle 11-3, Seite 132 im Anhang zeigt die Abmessungen dazu. Gemäß der Theorie des vorherigen Kapitels 6.1.1, Formel (6.3) werden die Verschleißverläufe je Scheibenseite berechnet. Die Größe  $a(\varphi)$  wird unter Berücksichtigung der schrägen Einbaulage und des Strahlensatzes für jeden Radius berechnet (siehe Ergebnisteil).

### 6.1.3 Messung des Berührwinkels zwischen Belägen und Scheibe (Voruntersuchungen)

Um die Reproduzierbarkeit der Lüftspielerzeugung innerhalb eines Dauerlaufes zu überprüfen, werden die Bereiche auf der Kolben- und der Faustseite, in denen die Bremsbeläge während eines Versuchsabschnitts mit der Reibringoberfläche der Bremsscheibe in Kontakt treten mittels spezieller Beläge (Beispiels siehe Abbildung 6-6) erfasst.

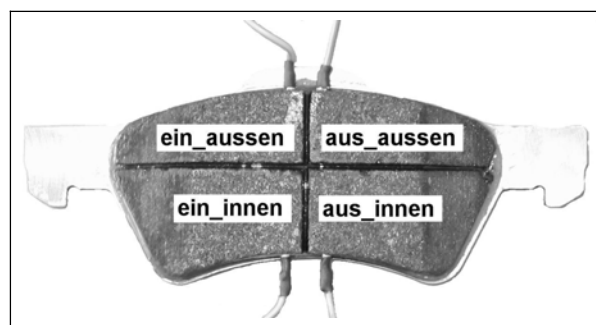


Abbildung 6-6: Faustseitiger Bremsbelag zur Kontaktdetektion (ein\_aussen= Einlaufseite, Feld radial außen)

Hierbei wird die elektrische Leitfähigkeit dieses Belagmaterials ausgenutzt. Mittels einer Komparatorschaltung wird ermittelt, ob bei Kontakt mit der Scheibe der Stromkreis geschlossen ist. Bei Kontakt wird ein Signal von 10 V messbar. Sowohl der kolben-, als auch der faustseitige Belag ist in vier jeweils voneinander, sowie gegenüber der Rückenplatte

elektrisch isolierte Quadranten aufgeteilt. Dies ermöglicht eine Unterscheidung zwischen Kontakt an Ein- und Auslaufseite des Belages, kombiniert mit der Differenzierung nach äußerem und innerem Belagbereich.

## 6.2 Prüfobjekt, Prüfstand

Die Experimente wurden mit einer Vorderachs-Schwimmsattelbremse der Firma Continental Automotive Systems inklusive des zugehörigen Achsschenkels an einem Schwungmassenprüfstand untersucht. Abbildung 6-7 zeigt die Positionen der Wegsensoren zur Vermessung der Reibringgeometrie (S\_FS\_ra: Sensor faustseitig, Radius außen etc.; temp\_rm: schleifender Ni-Cr-Ni-Tempersensor auf dem mittleren Reibradius; S\_Lage\_0: verschleißfreie Schlagmessung).

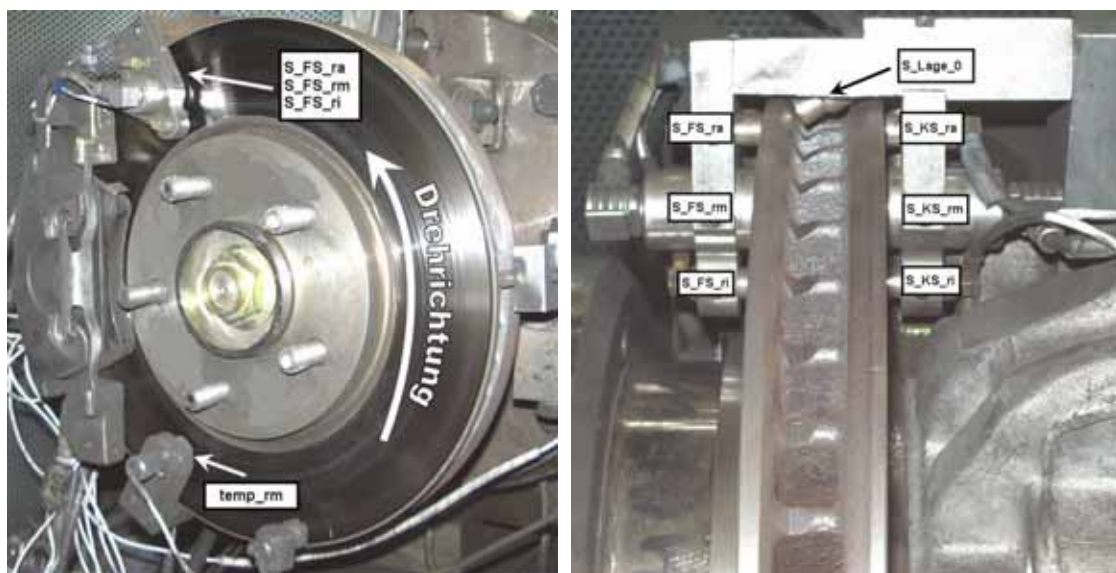


Abbildung 6-7: Sensorik am Schwungmassenprüfstand

## 6.3 Versuchsgestaltung

### 6.3.1 Unterscheidung der Betriebszustände betätigte und unbetätigte Bremse

Für die Untersuchung von Bremsscheibendickenschwankungen werden zwei Betriebszustände der Bremse unterschieden: der betätigte und der unbetätigte Fall. Hier werden unterschiedliche Verschleißentwicklungen erwartet und die beiden Zustände bedingen eine entsprechend unterschiedliche Gestaltung der Versuchsabläufe. Bei unbetätigter Bremse wird ein lokaler Verschleiß bei intermittierendem Kontakt zwischen Belägen und taumelnder Scheibe an Stellen größter seitlicher Scheiben-Auslenkung erwartet. Im Allgemeinen führt dies zu einer Generierung von DTV. Im Abschnitt 5.1 „Verschleiß-Entwicklungen bei unbetätigter Bremse“ wird aufgezeigt, dass auch bei Fahrten mit unbetätigter Bremse eine DTV-Abnahme stattfinden kann. Es wurde auch ein Anstieg von DTV während Zyklen mit Bremsungen be-

obachtet. Während der Betätigung wird aus der Erfahrung in der Bremsenentwicklung in der Regel jedoch eine Glättung eventuell vorhandener DTV erwartet.

Wesentliche Unterscheidungsmerkmale enthält Tabelle 6-1.

*Tabelle 6-1: Unterschiede der Betriebszustände „Bremse betätigt/Bremse unbetätigt“*

Merkmal	Bremse unbetätigt	Bremse betätigt
Bremsdruckvorgabe	0	$> 0$ (oberhalb des Kolbenbewegungsdrucks <sup>181</sup> von ca. 3 bar)
Dauer Belag-Scheibe-Kontakt	niedrige Anpresskräfte intermittierend	hohe Anpresskräfte ständig
Relativgeschwindigkeit zwischen Belägen und Scheibe	konstant	abnehmend

### 6.3.1.1 Abschnitte mit Bremsungen

Der prinzipielle Aufbau eines Zyklus in Abschnitten mit betätigter Bremse gestaltet sich wie folgt ( $p_B$ : Bremsdruck,  $\Delta E_{kin}$ : bei der Bremsung in Wärme gewandelte kinetische Energie,  $T_{BS,Start}$ : Temperatur der Bremsscheibe am Bremsbeginn,  $v$ : Fahrgeschwindigkeit).

1. n Bremsungen	2. Scheibenkühlung (Bremse unbetätigt)	3. Geometriemessung
$p_B = \text{const.}$ $\Delta E_{kin} = \text{const.}$ $T_{BS,Start} = \text{const.}$	$v \rightarrow 0 \text{ km/h}$	$T_{BS} = 40 \text{ °C}$

#### Weitere Festlegungen:

- Eine Abhängigkeit des Verschleißes von der Reibflächenanfangstemperatur ist gegeben<sup>182</sup>. Sie wird für vergleichbare Anfangsbedingungen vor der Bremsung eingestellt. Die minimale Scheibentemperatur zu Beginn der einzelnen Folgebremsungen wird auf 200 °C festgelegt. Diese Temperatur stellt hier einen guten Kompromiss aus kurzer Versuchszeit (Abkühlzeit der Bremsscheibe) und aus-

<sup>181</sup> Mindestbremsdruck, ab dem sich der Radbremskolben bei einer kontinuierlichen Druckerhöhung relativ zum Bremssattel bewegt.

<sup>182</sup> Bremsenhandbuch, 2003, S. 316



reichender Wiederholzahlen an Bremsungen (zehn Bremsungen innerhalb eines Zyklus mit einer Wiederholung von 15 Zyklen innerhalb eines Abschnittes) für eine statistische Auswertung dar (Summenverschleiß im Mittel über eine Umdrehung pro Abschnitt größer als  $5 \mu\text{m}$ ).

- Durch die Gestaltung des Prüfzyklus, d. h. die Scheibenkühlung bei sehr langsamer Drehzahl wird sichergestellt, dass eine gleichmäßige Scheibenkühlung und so wenig Verschleiß wie möglich bei unbetätigter Bremse generiert wird.
- Die Bremsungen finden mit Scheiben, die mit einer DTV aus dem Versuch vorgeschädigt sind, statt.

### 6.3.1.2 Abschnitte bei unbetätigter Bremse

Ein Zyklus in Abschnitten bei unbetätigter Bremse ist folgendermaßen aufgebaut:

1. Verschleißnachstellung	2. Konstantfahrt (Bremse unbetätigt)	3. Geometriemessung
Bremsbetätigung bei $v=0 \text{ km/h}$ $p_B=20 \text{ bar}$	Strecke=50 km $p_B=0 \text{ bar}$ $v=\text{const.}$ $T_{BS, \text{Start}}=40 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{BS}=40 \text{ }^\circ\text{C}$

Für die Abschnitte bei unbetätigter Bremse wurde eine Fahrstrecke von 900 km angesetzt, die in 18 Zyklen eingeteilt sind, sodass alle 50 km eine Geometriemessung erfolgt. Innerhalb dieser Fahrstrecke ergeben sich Verschleißwerte für  $\Delta V$  im Bereich von  $10\text{-}20 \mu\text{m}$ , sodass auch hier statistisch abgesicherte Aussagen möglich sind. So ergeben sich, z. B. für die Bildung von Regressionsgeraden – wie unter 5.2.1 dargestellt – 18 Stützpunkte.

### 6.3.2 Aufbau der Versuche

Die Versuche besitzen die in Tabelle 6-2 gezeigte zeitliche Gestaltung. Mit 1-U, 2-B etc., sind die Abschnitte bei unbetätigter Bremse und mit Bremsungen gekennzeichnet. Auf die variierten Parameter wird hier nicht näher eingegangen. Sie stammen aus einem in Voruntersuchungen gestalteten Prüfzyklus für DTV-Untersuchungen und decken relevante Betriebsbereiche von realen Fahrzyklen ab.

Tabelle 6-2: Zeitliche Gestaltung der Versuche [U: Unbetätigt, B: Betätigt, EL: Einlauf]

Abschnitt	EL	1-U	2-B	3-B	4-U	5-B	6-B	7-U	8-B
$v_0/v_{\text{konst}} [\text{km/h}]$	80	130	130	130	70	70	70	100	100
$p_B [\text{bar}]$	10-30	-	20	60	-	20	60	-	40

Die Ergebnisse für die Hypothesenüberprüfungen (Unbetätigt und Betätigt) werden den ersten beiden Abschnitten 1-U und 2-B entnommen. Die Betrachtung der Kennwerte über der Fahrstrecke bezieht sich auf den gesamten Dauerlauf.

## 6.4 Versuchsergebnisse – Verschleißentwicklungen nach der Theorie und im Experiment

### 6.4.1 Bestimmung des Maximalwerts des Verschleißes pro Zyklus $\Delta V_Z$

Die Bestimmung des Maximalwerts des Verschleißes pro Zyklus  $\Delta V_Z$  setzt voraus, dass der Verschleiß jeder Scheibenseite für den entsprechenden Radius bekannt ist. Die Berechnung des Verschleißes setzt nach Formel (6.4) die Kenntnis der Lagedifferenz  $a(\varphi)$  voraus, die mittels der verschleißfreien Schlagmessung bestimmt wird.

$$V_{FS}(\varphi) = m(\varphi)_{FS} - a(\varphi) = LRO(\varphi)_{FS,Ende} - LRO(\varphi)_{FS,Beginn} - a(\varphi) \quad (6.4)$$

Am Beispiel des Verschleißes auf dem äußeren Radius des Versuchs 2 im unbetätigten Abschnitt wird die Korrektur der Schlagverläufe und Verschleißverläufe vorgenommen (Abbildung 6-8). Anhand des ansteigenden Schlagwerts auf der Faustseite kann man erkennen, dass eine Korrektur notwendig ist, da ein Anstieg – man hätte eher eine Abnahme erwartet – von 80  $\mu\text{m}$  auf 90  $\mu\text{m}$  bei einer um mehr als 10  $\mu\text{m}$  zunehmenden DTV nicht erklärbar ist.

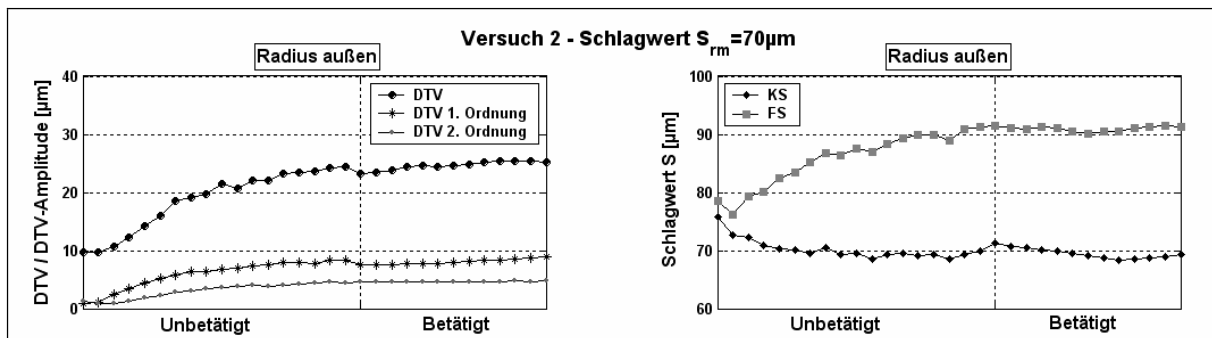


Abbildung 6-8: DTV und Schlagwert  $S$  über der Fahrstrecke – Radius außen, Versuch 2

Abbildung 6-9 zeigt die unkorrigierten Verläufe von Scheibenschlag und Verschleiß für die jeweiligen Scheibenseiten. (Die Verläufe der Scheibendicke und des Summenverschleißes bedürfen keiner Korrektur, da  $a(\varphi)$  bei der Berechnung jeweils herausfällt.) Es ist vermeintlich auf der Kolbenseite bei 90° und 270° lokaler Verschleiß entstanden. Plausibel wäre aufgrund der Scheibenauslenkung jedoch nur Verschleiß bei 90°. Gleiches gilt für die Faustseite, auf der scheinbar Verschleiß bei 90° stattgefunden hat und bei 270° sogar negativer Verschleiß entstanden sein soll (daher die Zunahme des Schlagwerts von ca. 10  $\mu\text{m}$ ).

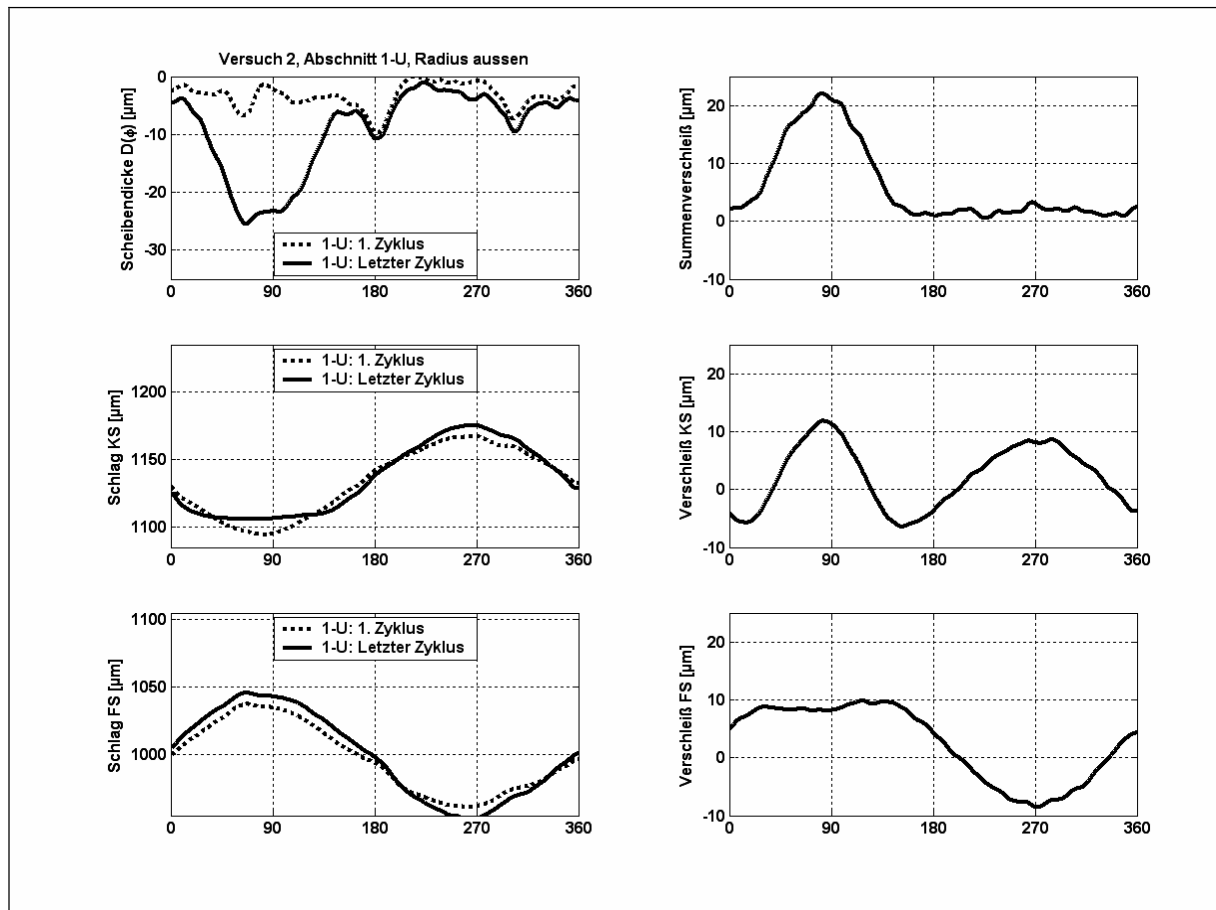


Abbildung 6-9: Unkorrigierte Verläufe über dem Scheibenumfang der Scheibendicke, des Summenverschleißes, sowie des Schlags und des Verschleißes beider Scheibenseiten, Versuch 2, Unbetätigt Abschnitt, Radius außen

Abbildung 6-10 zeigt die Korrekturfunktion  $a(\phi)$  für die Verläufe von Scheibenschlag und Verschleiß auf dem äußeren Radius (Differenz der verschleißfrei gemessenen Schlagverläufe per Strahlensatz auf den Messradius umgerechnet.). Sie wird auf der Faustseite subtrahiert und auf der Kolbenseite addiert. Es zeigt sich eine Auslenkung der Scheibe zwischen  $0^\circ$  und  $180^\circ$  in Richtung Kolbenseite, die zwischen ca.  $200^\circ$  und  $300^\circ$  leicht negativ wird.

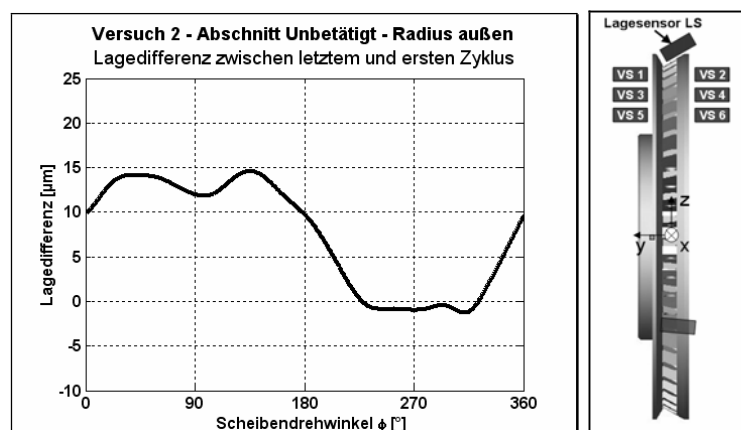


Abbildung 6-10: Lagedifferenz  $a(\phi)$  (Differenz der mittels des Lagesensors verschleißfrei gemessenen Schlagverläufe, per Strahlensatz auf den Messradius umgerechnet)

Durch die Korrektur ergeben sich die in Abbildung 6-11 dargestellten Verläufe (grau gestrichelt). Auf der Faustseite liegt nahezu kein Verschleiß vor. Auf der Kolbenseite zeigt sich ein maximaler Verschleiß von ca. 20  $\mu\text{m}$  bei etwas unter 90°.

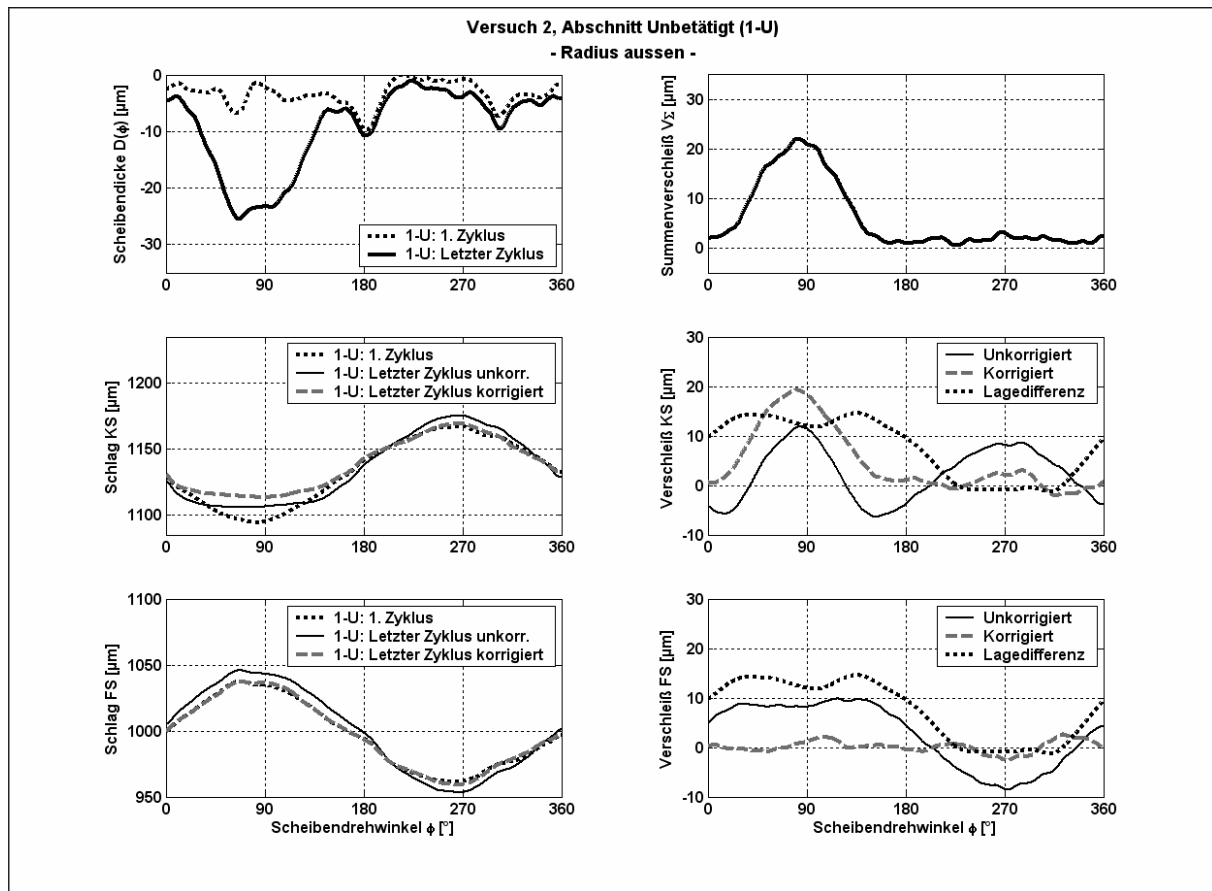


Abbildung 6-11: Korrigierte Verläufe über dem Scheibenumfang der Scheibendicke, des Summenverschleißes, sowie des Schlags und des Verschleißes beider Scheibenseiten, Versuch 2, Unbetätigt Abschnitt, Radius außen

Ohne die Korrektur durch die Lagedifferenz findet Verschleiß vermeintlich auf der Faustseite statt. Das heißt, Aussagen auf Basis der unkorrigierten Schlagwerte können Fehldeutungen sein, wenn man daraus ableitet, auf welcher Reibringseite vornehmlich lokal Verschleiß stattgefunden hat. Der Schlagwert verkleinert sich hier auf der Kolbenseite über Fahrstrecke vermeintlich nur um ca. 5  $\mu\text{m}$  (bei einer DTV-Zunahme über 10  $\mu\text{m}$ ) obwohl hier fast ausschließlich lokaler Verschleiß stattfindet.

Die Bestimmung des Maximalwerts des Verschleißes pro Zyklus  $\Delta V_Z$  erfolgt auf Basis der korrigierten Verläufe gemäß dem Vorgehen in den Voruntersuchungen (siehe hier anhand des Beispiels des Verschleißes auf der Faustseite innen, Versuch 1, Abbildung 6-12).

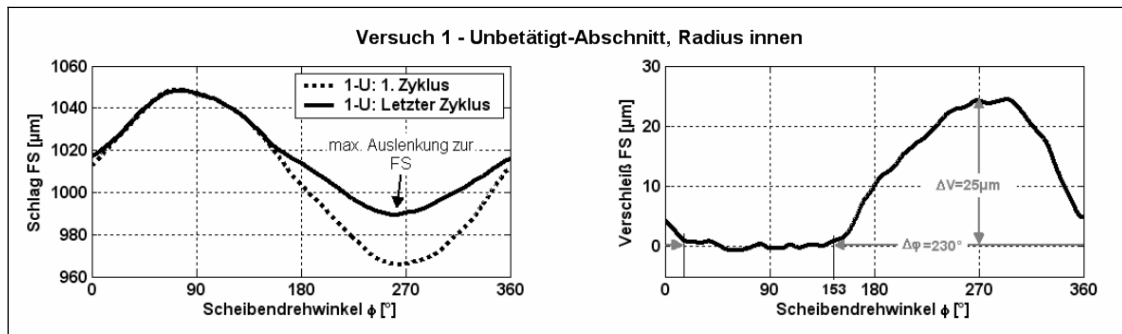


Abbildung 6-12: Scheibenschlag und Verschleiß über dem Umfang, Innenradius Faustseite, Versuch 1 - Standardsattel, Unbetätigt-Abschnitt

Es wird jeweils die Regressionsgerade gebildet sowie die Abweichungen der Messpunkte ausgewertet. Liegen sie innerhalb der Messtoleranz von  $\pm 2 \mu\text{m}$ , wird von einer gerechtfertigten Annäherung durch eine Gerade ausgegangen und die Steigung der Gerade als Maß für den Verschleiß pro Zyklus herangezogen.

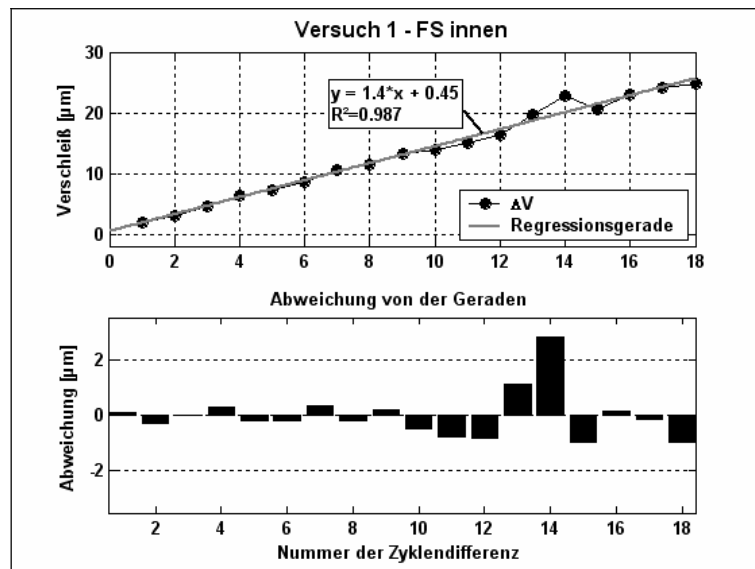


Abbildung 6-13: Maximalverschleiß  $\Delta V$  über den Zyklen sowie Abweichung der Messpunkte von der Regressionsgeraden

Für die Versuche 1 bis 3 liegen – abgesehen von einzelnen Ausreißern, wie an der Stelle 14 in der Abbildung 6-13 zu sehen – sämtliche Werte in dem geforderten Toleranzbereich.

#### 6.4.2 Ergebnisse der Kontaktmessung

Die Voruntersuchungen, in denen zwischen Belag und Scheibe deren Kontakt messende Bremsbeläge eingesetzt wurden (siehe 5.2.1), zeigen, inwieweit sich reproduzierbare Verhältnisse für den Belag-Scheibe-Kontakt ergeben. Die Wiederholgenauigkeit wird anhand des Wertes des Kontaktwinkels charakterisiert. Die Darstellung (Abbildung 6-14) zeigt die Mittelwerte der gemessenen Kontaktwinkel aus 30 Versuchsreihen sowie deren Standardabweichungen für jeweils innerhalb der Fahrstrecke gleich verteilten 5 Messungen (bei 5, 15,

25, 35, 45 km). Die Standardabweichung aller Messungen liegt im Mittel bei 23°. Damit nimmt der mittlere Fehler in den einzelnen Messungen eine Größenordnung im schlechtesten Fall von ca. 20 % des Absolutwerts an.

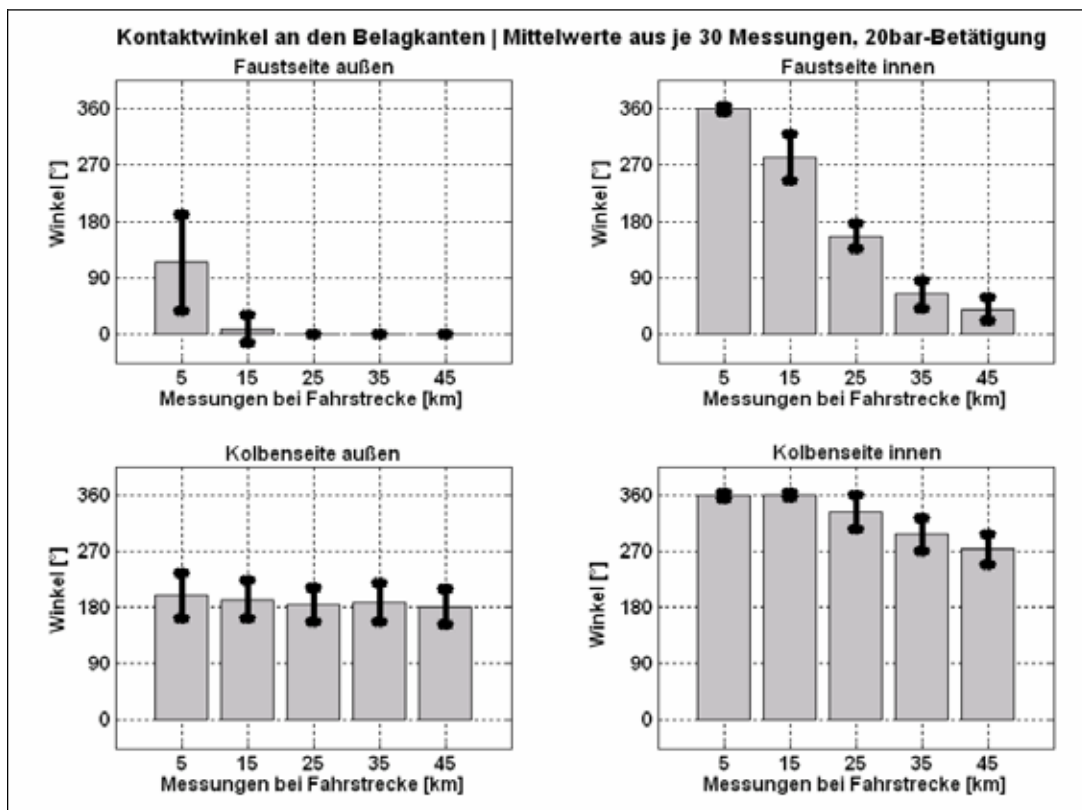


Abbildung 6-14: An den Belagkanten (Faust- und Kolbenseite außen und innen) in Voruntersuchungen gemessene Kontaktwinkel (jeweils Mittelwerte und Standardabweichungen aus 30 Werten für jede der 5 Messungen - nach 20 bar Bremsbetätigung im Stillstand)

Auf der Faustseite erkennt man im Gegensatz zur Kolbenseite eine größere und signifikante Abnahme der Kontaktwinkel über den 5 Messungen (damit über der Fahrstrecke). Die geringen Standardabweichungen zeigen, dass die Streuungen der Mittelwerte an jedem Messpunkt sehr gering sind und dass das durch die Mittelwerte beschriebene Verhalten der Kontaktverhältnisse sich für alle 30 Versuche wiederholt.

### 6.4.3 Überblick über die Verschleißkennwerte

Abbildung 6-15 zeigt für den Versuch 1 auf der linken Seite die Verläufe der DTV-Werte und der DTV 1. und 2. Ordnung sowie rechts die Verläufe der Scheibenschläge beider Scheibenseiten über der Fahrstrecke. Die Beobachtungen gelten für die Versuche 2 und 3 gleichermaßen (siehe Abbildung 11-4 und Abbildung 11-5, Seite 136 im Anhang).

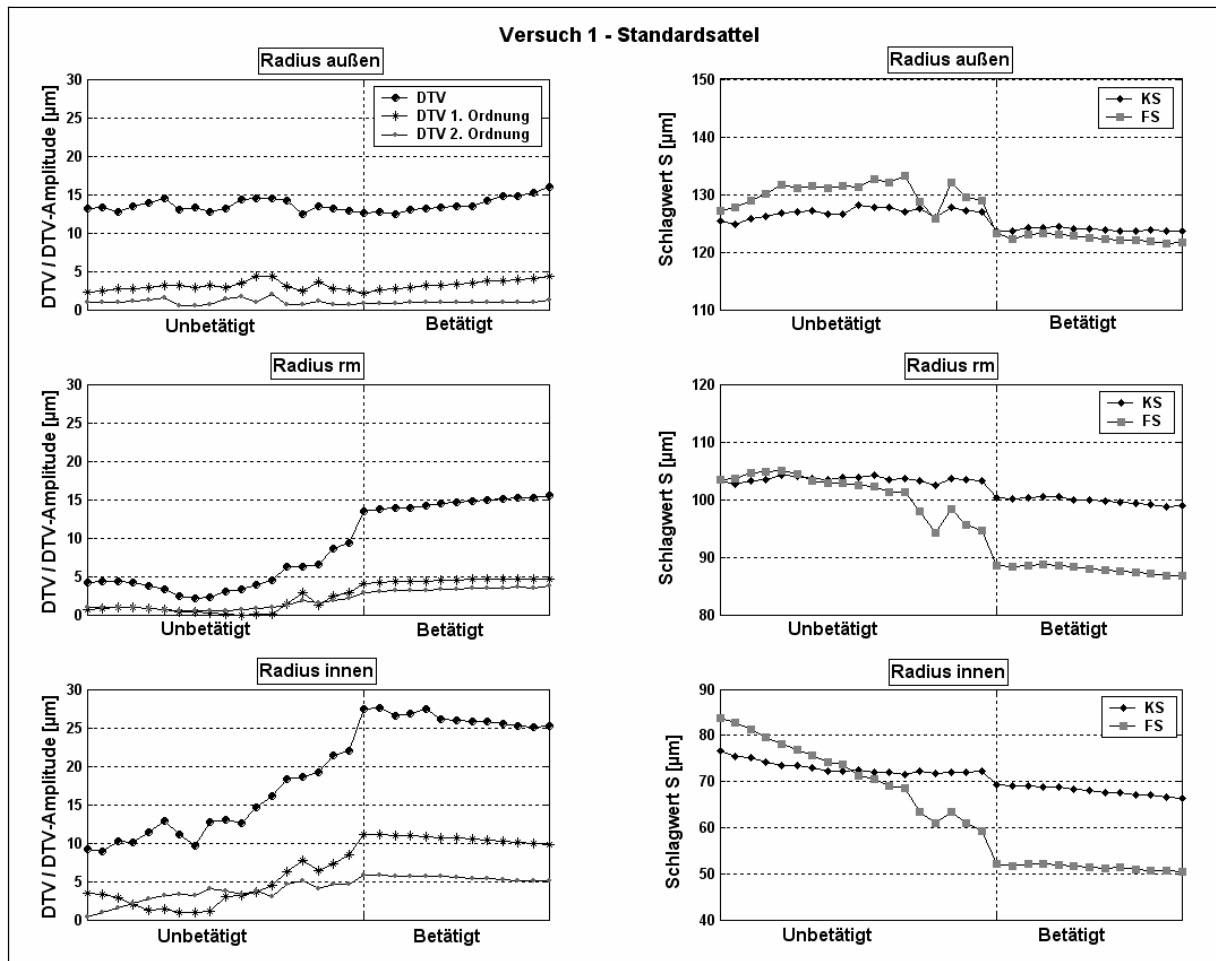


Abbildung 6-15: Versuch 1: DTV, DTV 1. + 2. Ordnung und Schlagwerte faust- und kolben-seitig

Auf den drei Messradien finden unterschiedliche Entwicklungen statt. Im Unbetätigt-Abschnitt findet der größte DTV-Anstieg auf dem inneren Radius, auf dem mittleren und äußeren findet keine oder eine geringere Zunahme der DTV statt. Im Betätigt-Abschnitt findet außen und auf dem mittleren Radius eine leichte DTV-Zunahme und innen leichte Abnahme des DTV-Werts statt. Dies macht bereits hier deutlich, dass zum DTV-Verhalten (Erzeugung oder Korrektur) getroffene Aussagen, die auf einem Messradius basieren, fehlleiten können.

## 6.4.4 Hypothesenüberprüfung – Unbetätigte Bremse

### 6.4.4.1 Hypothese 1 (radiale Verschleißausdehnung)

#### Hypothese 1:

Der lokale Verschleiß bei unbetätigter Bremse ist auf beiden Reibringseiten auf dem Außenradius der Bremscheibe am größten und wird in Richtung kleinerer Radien geringer.

Die Hypothese gilt als falsifiziert, wenn z. B. gilt:  $\Delta V_{Z,FS,a} < \Delta V_{Z,FS,m} - 0,22 \mu\text{m}$ , bzw.  $\Delta V_{Z,FS,m} < \Delta V_{Z,FS,i} - 0,22 \mu\text{m}$

Abbildung 6-18, Abbildung 6-17 und Abbildung 6-18 zeigen, dass lediglich auf der Kolbenseite für die Versuche 2 und 3 die Werte überhaupt von außen nach innen kleiner werden. Auf der Faustseite findet durchgängig für alle drei Versuche der größte Verschleiß auf dem inneren Radius statt, nach außen hin kleiner werdend.

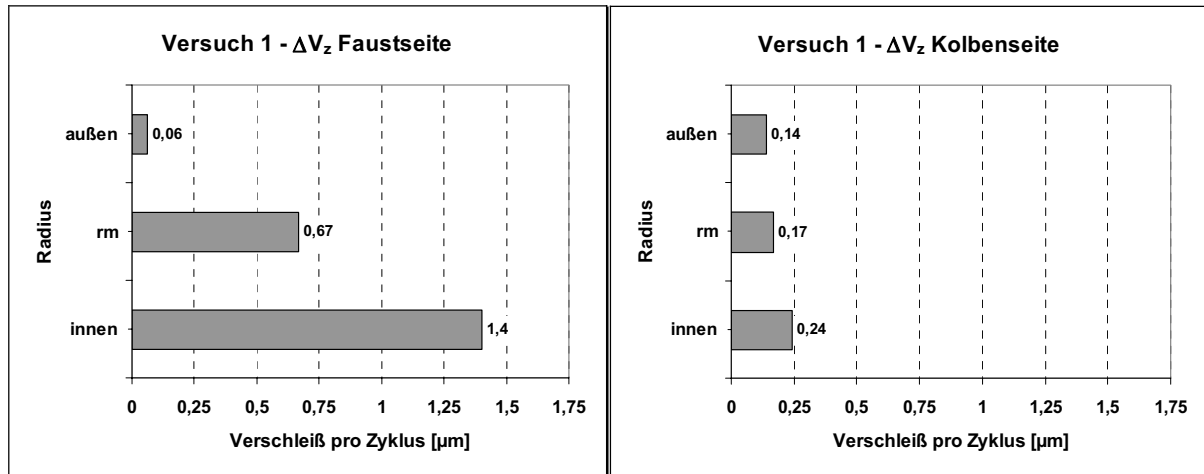


Abbildung 6-16: Maximalverschleiß pro Zyklus  $\Delta V_z$  für die beiden Scheibenseiten und je drei Messradien - Messergebnisse aus Versuch 1

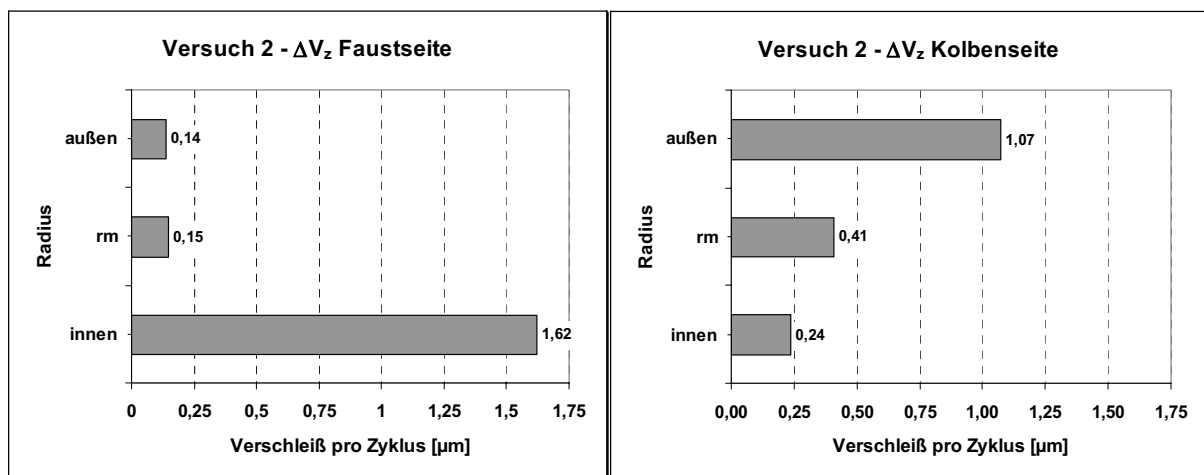


Abbildung 6-17: Maximalverschleiß pro Zyklus  $\Delta V_z$  für die beiden Scheibenseiten und je drei Messradien - Messergebnisse aus Versuch 2



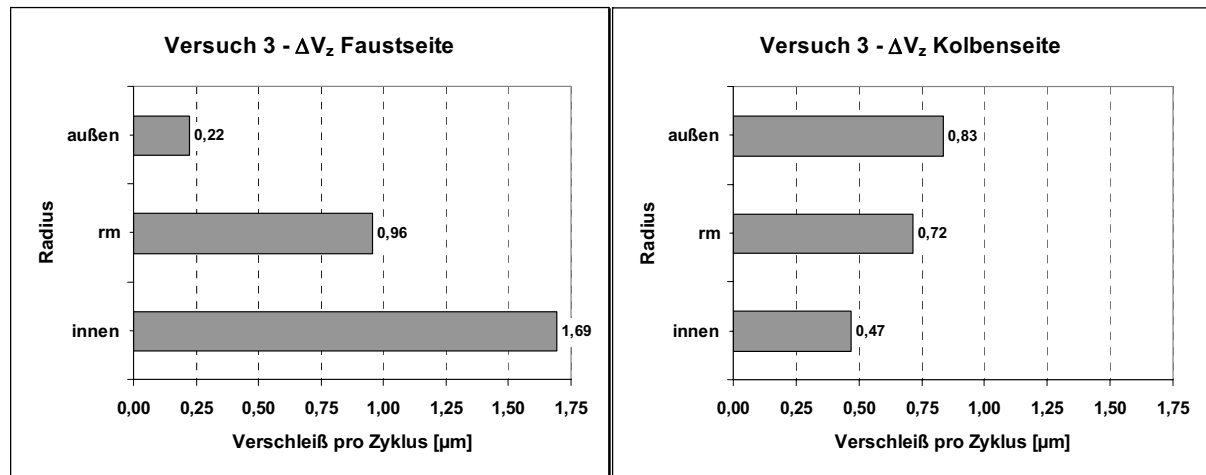


Abbildung 6-18: Maximalverschleiß pro Zyklus  $\Delta V_z$  für die beiden Scheibenseiten und je drei Messradien - Messergebnisse aus Versuch 3

Fazit:

Die aus der Simulation abgeleitete Prognose, dass sich der Verschleiß vom äußeren Radius her nach innen fortsetzt, wird durch den Versuch für die Faustseite eindeutig falsifiziert und kann für die Kolbenseite aufrechterhalten werden.

#### 6.4.4.2 Hypothese 2 – Vergleich Faustseite – Kolbenseite

##### Hypothese 2:

Der maximale lokale Verschleiß auf der Faustseite ist größer als auf der Kolbenseite.

Die Hypothese gilt als falsifiziert, wenn z. B.  $\Delta V_{Z,FS,a} < \Delta V_{Z,KS,a}$  - 0,22 µm.

Abbildung 6-19 zeigt, dass dies durchgängig für alle Versuche nur auf dem inneren Radius gilt.

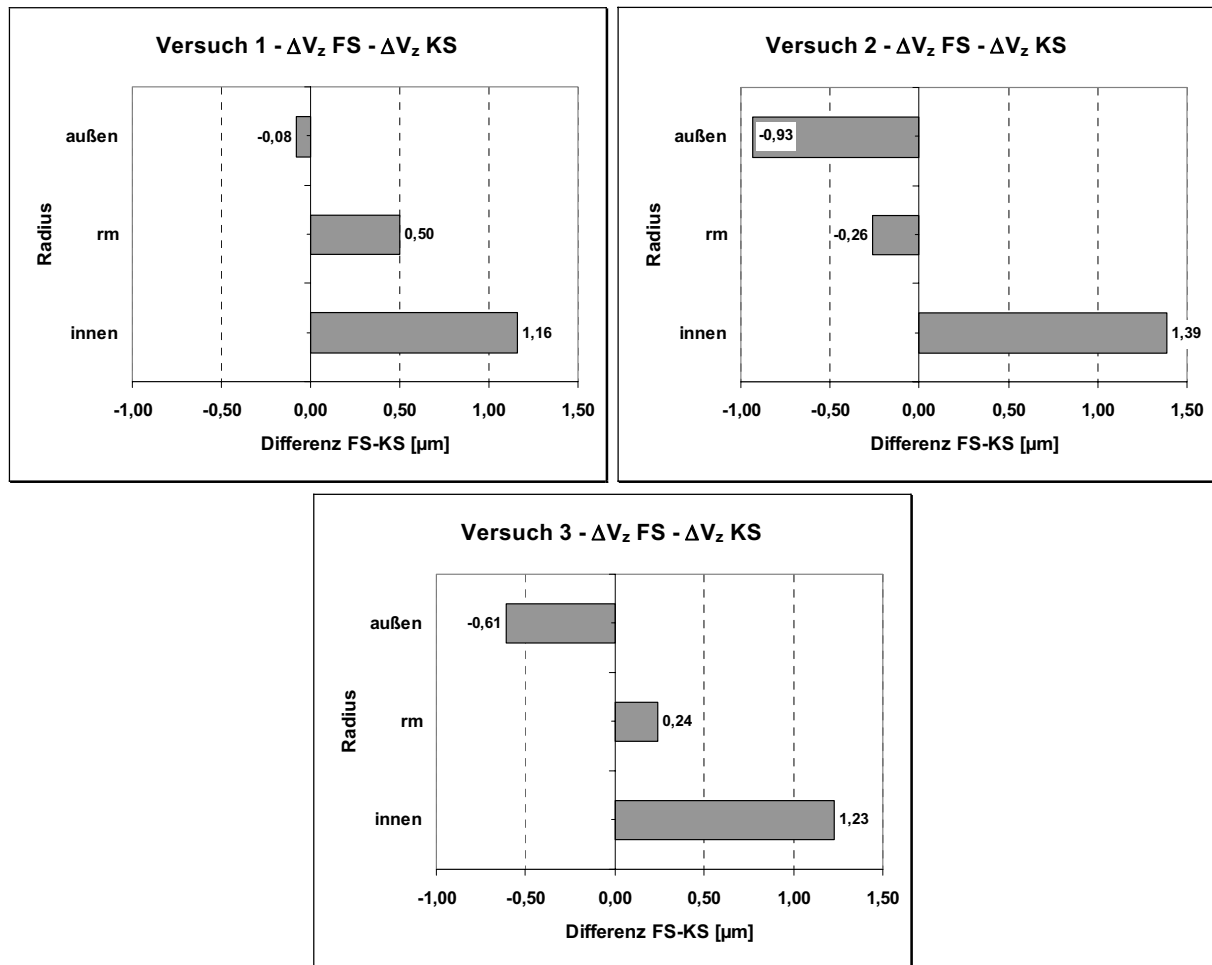


Abbildung 6-19: Differenz des Maximalverschleißes pro Zyklus  $\Delta V_z$  der Faust- und der Kolbenseite auf den drei Messradien - Messergebnisse aus den Versuchen 1 bis 3

Die Hypothese 2 kann nur für den Innenradius aufrechterhalten werden.

#### 6.4.4.3 Hypothese 3

##### Hypothese 3:

Ein größerer Scheibenschlag bewirkt auf beiden Scheibenseiten einen höheren Verschleiß, wobei der Effekt auf der Faustseite größer ist als auf der Kolbenseite.

Die Hypothese gilt als falsifiziert, wenn z. B.  $\Delta V_{Z,FS,a,Versuch1} < \Delta V_{Z,FS,a,Versuch2} - 0,22 \mu\text{m}$

Sie wird weiterhin abgelehnt, wenn z. B. gilt  $\Delta V_{Z,FS,a,Versuch1} - \Delta V_{Z,FS,a,Versuch2} < \Delta V_{Z,KS,a,Versuch1} - \Delta V_{Z,KS,a,Versuch2} - 0,44 \mu\text{m}$  (Versuch 2 mit Schlagwert  $S_{rm}=70 \mu\text{m}$  im Vergleich zu Versuch 1, Schlagwert  $S_{rm}=100 \mu\text{m}$ )

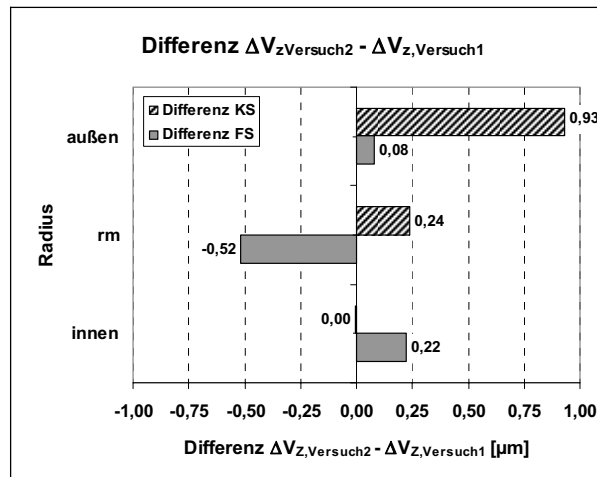


Abbildung 6-20: Differenz des Maximalverschleißes pro Zyklus  $\Delta V_Z$  der Versuche 2 und 1 für beide Scheibenseiten auf drei Messradien - Messergebnisse

Im Versuch 2 zeigt sich trotz des geringer eingestellten Schlags – außer auf dem mittleren Radius auf der Faustseite – durchweg ein größerer Verschleiß. Auf der Faustseite zeigt sich auch nicht der im Vergleich zur Kolbenseite größere Verschleiß (Abbildung 6-20).

Die Ergebnisse aus der Simulation können auch hier nicht nachvollzogen werden.

#### 6.4.4.4 Hypothese 4

##### Hypothese 4:

Die Erhöhung der axialen Steifigkeit der Sattelführungen bewirkt einen größeren maximalen Verschleiß auf der Faustseite und einen niedrigeren auf der Kolbenseite.

Die Hypothese gilt als falsifiziert, wenn z. B.  $\Delta V_{Z, KS, a, \text{Versuch3}} < \Delta V_{Z, KS, a, \text{Versuch1}} - 0,22 \mu\text{m}$  und  $\Delta V_{Z, KS, a, \text{Versuch3}} > \Delta V_{Z, KS, a, \text{Versuch1}} - 0,22 \mu\text{m}$ .

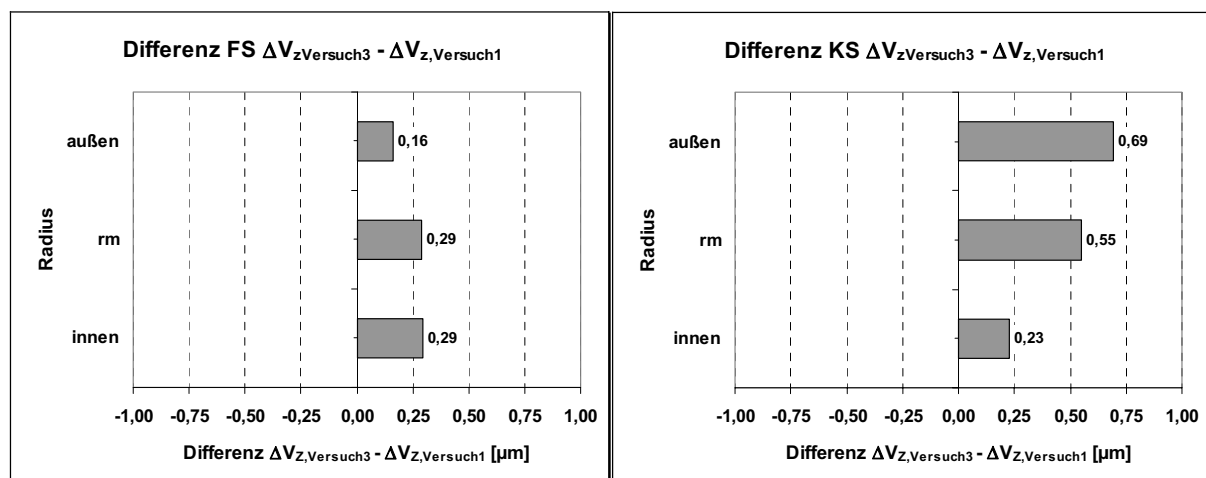


Abbildung 6-21: Differenz des Maximalverschleißes pro Zyklus  $\Delta V_Z$  der Versuche 3 und 1 für die Faustseite (links) und für die Kolbenseite (rechts) auf drei Messradien - Messergebnisse

Hier zeigt sich durchgängig ein größerer Verschleiß auf beiden Scheibenseiten für den Versuch 3 (Abbildung 6-21). Der Verschleiß auf der Kolbenseite ist nur auf dem inneren Radius kleiner als auf der Faustseite. Die Hypothese 4 kann für die Faustseite aufrechterhalten werden, für die Kolbenseite wird sie abgelehnt.

## **6.4.5 Diskussion und Schlussfolgerungen – Bremse unbetätigt**

### **6.4.5.1 Verschleißprognose**

Die Ergebnisse zeigen, dass das Simulationsmodell in dieser Form nicht dazu genutzt werden kann, den Verschleiß bei unbetätigter Bremse vorherzusagen. Das Modell berechnet die größten Kräfte auf dem äußeren Radius der Faustseite. Der größte Verschleiß jedoch fand in den Versuchen auf dem inneren Radius der Faustseite statt. Die Gründe für diese fehlerhafte Prognose können in den in der Simulation eingebrachten idealen Scheiben- sowie mit idealen Belaggeometrien, die den Zeichnungsangaben entsprechen, liegen. Auch die Lüftverhältnisse, die zwar durch einen simulierten Zuspansvorgang nachgebildet wurden, können ein Grund dafür sein, da im Dauerlaufversuch hier nicht nachvollziehbare Streuungen auftreten können. Die Effekte der Bauteilvariationen sind im Rahmen der vorhandenen Versuchsstreuung nicht nachweisbar. Dies bedeutet, dass die in den Verschiebekraftversuchen und Restmomentmessungen erreichten Übereinstimmungen von Simulation und Experiment bezüglich der Kräfte und der Bauteileinflüsse sich demzufolge nicht auf das Verschleißverhalten im Betrieb übertragen lassen.

### **6.4.5.2 Anfangsbedingungen**

Die Versuche wurden nach einem standardisierten Einlaufprogramm gefahren, das dazu dient, die Oberflächen der Reibpartner Belag und Scheibe aufeinander einzuschleifen, sodass sich die für den Reibvorgang nötige Reibschicht ausbildet und somit ein konstanter Reibwert einstellt. Die Veränderung der Belag- und der Scheibengeometrie während des Einlaufs bestimmt die Anfangsbedingungen für den anschließenden Dauerlauf.

Jedoch sind diese Anfangsbedingungen nicht ausreichend bekannt, insbesondere weil der Belagverschleiß nicht erfasst wird. Zum Beispiel kann ein radialer Belagschrägverschleiß dazu führen, dass zu Beginn des Dauerlaufs bei unbetätigter Bremse die Beläge die Scheibe zunächst auf dem inneren Reibringradius berühren. Auch der Verschleiß der Scheibe kann radial derart ungleichförmig sein, dass sich durch das Einlaufprogramm ein Verschleißbild ergibt, wodurch der Kontakt auf der Faustseite erst am Innenradius und auf der Kolbenseite erst auf dem Außenradius ergibt (siehe schematisches Beispiel Abbildung 6-22). Zur Bestätigung dieser Aussage bedarf es der Analyse der Belaganpressdruckverteilung über der Belagfläche sowie dessen Veränderung über dem Bremsdruck und deren Wirkung auf den Belag- und Scheibenverschleiß.

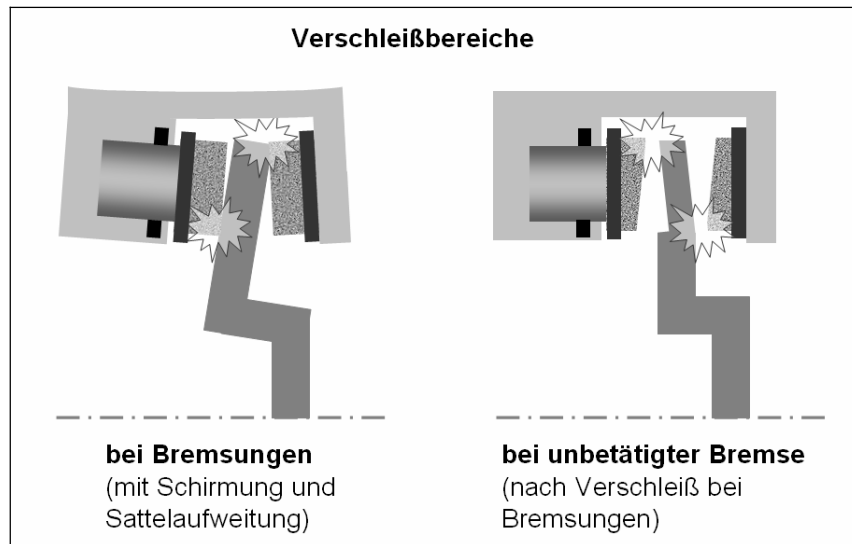


Abbildung 6-22: Verschleißbereiche bei Bremsungen durch lokale Erhöhung des Anpressdrucks aufgrund Schirmung und Sattelaufweitung (links) sowie bei anschließender Fahrt mit unbetätigter Bremse (rechts)

Dass ein derartiges Verhalten plausibel erscheint, wurde zumindest durch die Kontaktmessungen zwischen Belägen und Scheibe (siehe Kapitel 6.4.2 „Ergebnisse der Kontaktmessung“) nachgewiesen. Dort zeigten sich auf dem inneren Radius die größeren Berührwinkel im Vergleich zum äußeren Radius.

Abbildung 6-23 zeigt weiterhin, dass bereits vor dem Einlaufprogramm, das heißt im Neuzustand, und mit Veränderungen während des Einlaufprogramms die Brems Scheiben unterschiedliche DTV-Werte auf den drei Messradien aufweisen.

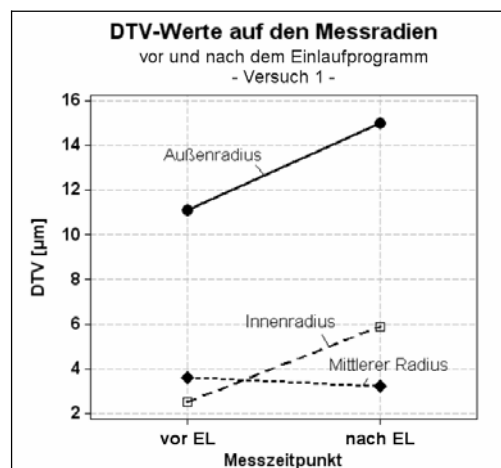


Abbildung 6-23: DTV-Werte vor und nach dem Einlaufprogramm, Messwerte Versuch 1

Das heißt, die Anfangsbedingungen sind für jeden Messradius bereits unterschiedlich. Betrachtet man sich die Brems Scheiben der anderen beiden Versuche (siehe auch Abbildung 11-4 und Abbildung 11-5, Seite 136 im Anhang), so unterscheiden sich die DTV-Werte dort wiederum von denen aus Versuch 1 (Abbildung 6-23).

#### **6.4.5.3 Parametereinflüsse**

Die Ergebnisse dieser Arbeit bestätigen, dass die pauschale Aussage, ein größerer Scheibenschlag würde eine höhere DTV-Erzeugung verursachen, ohne die Betrachtung weiterer Randbedingungen wie z. B. die lokalen Lüftabstände oder die Ausdehnung des lokalen Verschleißes über dem Umfang, nicht haltbar ist. Demzufolge sind z. B. konstruktive Maßnahmen im Bereich des Fahrwerks, die eine Reduzierung des dynamischen Seitenschlags zum Ziel haben, um eine DTV-Erzeugung zu minimieren, nicht hinreichend. Messungen haben für die untersuchten Scheiben gezeigt, dass dort, wo der gemessene Schlag am kleinsten war, die größte DTV-Erzeugung stattfand. Die Stellungen der Scheibe und Beläge zueinander sowie deren verschleißende Geometrien sind ebenso von Bedeutung. In dieser Arbeit wurde lediglich der Nachweis der Berührbereiche, an denen auch der maßgebliche Verschleiß stattfand, durch die Kontaktbeläge erbracht, allerdings kann keine Erklärung für das Zustandekommen dieser Kontaktverhältnisse gegeben werden.

#### **6.4.5.4 Mess-/ Auswerteverfahren**

Die Verschleißmessungen in den Prüfstandsversuchen erfolgten bei einer sehr langsamen Geschwindigkeit von 6 km/h, d. h., eine Änderung des Schlags durch Anregung von Resonanzen in der Radaufhängung kann ausgeschlossen werden. Es wurde dennoch eine bleibende Verkipfung der Scheibendrehachse beobachtet mit der Folge der Veränderung der axialen Scheibenauslenkung. Es zeigte sich, dass sich nur durch die Korrektur der Verschleißverläufe mittels der verschleißfreien Schlagmessung feststellen lässt, auf welcher Scheibenseite Verschleiß in welcher Höhe stattgefunden hat. Nur so ist ein Bezug zu den Kontaktverhältnissen und den lokalen Kräften herstellbar, da sonst Änderungen der Scheibenlage fälschlicherweise als Verschleiß auf der falschen Scheibenseite interpretiert würden.

#### **6.4.6 Ergebnisse zur Verschleißentwicklung bei Bremsungen**

Im Betätigt-Abschnitt des Versuchs 1 (Abbildung 6-24) finden auf dem äußeren Radius ein DTV-Anstieg von 4,4  $\mu\text{m}$ , auf dem mittleren ein Anstieg von 2  $\mu\text{m}$ , hingegen auf dem inneren eine DTV-Abnahme von 2  $\mu\text{m}$  statt. Gemäß der Theorie dürfte kein DTV-Anstieg auf den beiden außen liegenden Radien stattfinden.

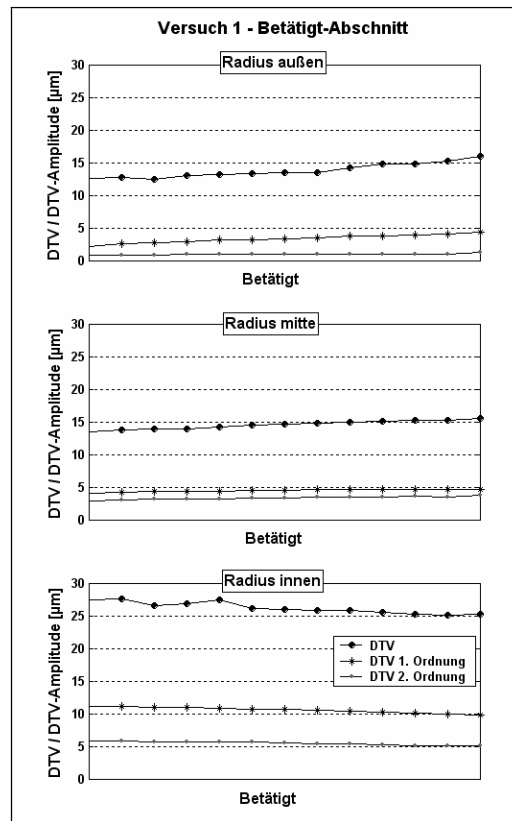


Abbildung 6-24: DTV-Werte im Betätigt-Abschnitt – Versuch 1

In der Abbildung 6-25 ist anhand des punktierten Verlaufs der Scheibendicke und des Verlaufs des Summenverschleißes für den Außenradius zu erkennen, dass im Winkelbereich dünnerer Scheibe (lokal bei ca.  $90^\circ$ ,  $200^\circ$ ,  $270^\circ$  und  $330^\circ$  und insgesamt zwischen  $90^\circ$  und  $270^\circ$ ) höherer Verschleiß entsteht (bei einem mittleren Summenverschleiß über dem Umfang von ca.  $12 \mu\text{m}$ ). Die Korrelation zwischen der Scheibendicke über dem Umfang und dem Summenverschleiß beträgt  $r_{\text{außen}} = -0,42$ .

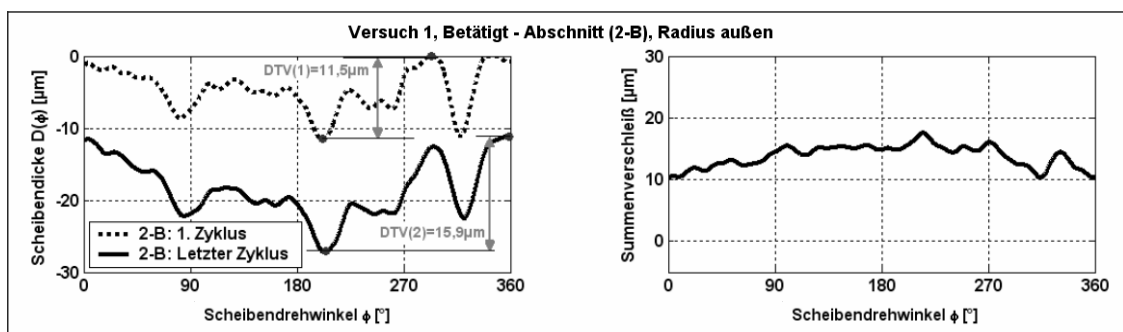


Abbildung 6-25: Versuch 1, Betätigt-Abschnitt (2-B), Außenradius

Auch auf dem mittleren Radius (Abbildung 6-26) entsteht im Winkelbereich dünnerer Scheibe (zwischen ca.  $70^\circ$  und bei  $270^\circ$ ) der größte Verschleiß (bei einem mittleren Summenverschleiß über dem Umfang von ca.  $9 \mu\text{m}$ ). Die Korrelation zwischen der Scheibendicke über dem Umfang und dem Summenverschleiß beträgt  $r_{\text{mitte}} = -0,66$ .

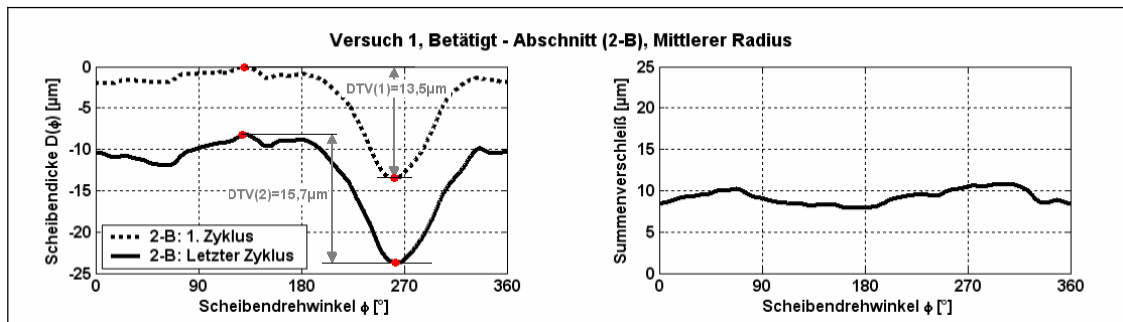


Abbildung 6-26: Versuch 1, Mittlerer Radius, Betätigt-Abschnitt (2-B)

Auf dem inneren Radius (Abbildung 6-27) verschleißt der Reibring erwartungsgemäß über  $360^\circ$ , d. h. der Verschleiß ist an den dickeren Stellen (um  $0^\circ$  und zwischen  $90^\circ$  und  $180^\circ$ ) am größten und der DTV-Wert nimmt folglich ab (hier um  $2 \mu\text{m}$ ) (bei einem mittleren Summenverschleiß über dem Umfang von ca.  $7 \mu\text{m}$ ). Die Korrelation zwischen der Scheibendicke über dem Umfang und dem Summenverschleiß beträgt  $r_{\text{innen}} = +0,88$ .

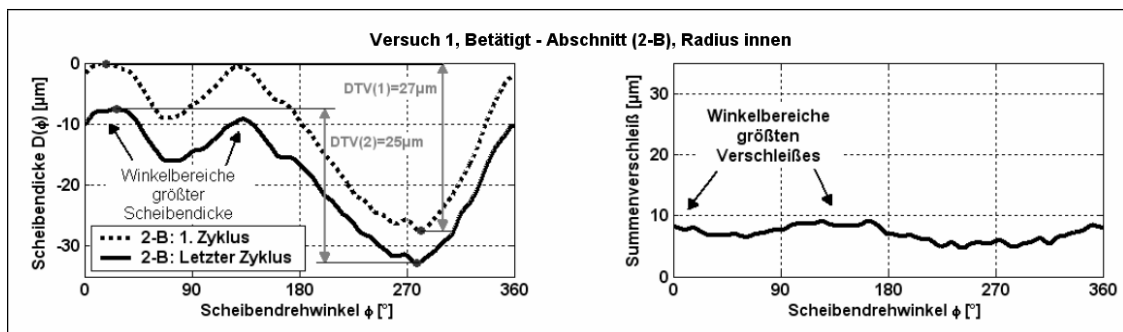


Abbildung 6-27: Versuch 1, Innenradius, Betätigt-Abschnitt (2-B)

Da der Korrelationskoeffizient nur auf dem inneren Radius einen Wert über 0,7 aufweist, wird die Hypothese 5 abgelehnt. Das heißt, von einem Glättungseffekt bei Bremsungen kann man im Allgemeinen nicht ausgehen.

#### 6.4.7 Diskussion und Schlussfolgerungen – Bremse betätigt

Auf Basis der Theorie des Feder-Modells lässt sich dieses auf den drei Radien uneinheitliche Verhalten nicht erklären<sup>183</sup>. Man erkennt auch nicht, dass z. B. der Radius mit der größten DTV (innen) das Verschleißverhalten der anderen dominieren würde.

Durch die Versuchsdurchführung ist Verschleiß bei unbetätigter Bremse nahezu ausgeschlossen, trotzdem findet auf zwei der Messradien eine – wenn auch geringe ( $2\text{--}4 \mu\text{m}$ ) – DTV-Zunahme statt. Dieser DTV-Anstieg kann möglicherweise aus den Beschleunigungsphasen herrühren, die vor jeder der wiederholten Stoppbremsungen stattfinden und kurze Ab-

<sup>183</sup> Betrachtet man die DTV-Verläufe der Versuche 2 und 3 (siehe Abbildung 11-4 und Abbildung 11-5, Seite 136 im Anhang), so findet auch hier auf keinem Radius eine Abnahme der DTV durch Bremsungen statt.



schnitte bei unbetätigter Bremsung darstellen. Die Bremsungen bewirken im Fall dieser Radbremse keine nachweisbare Glättung der DTV; denn auch auf dem inneren Radius kann die Überlappung der Verschleißwinkelbereiche von Kolben- und Faustseite – wie in der Theorie gezeigt – zu einer DTV-Abnahme führen. Dass diese Versuchsgestaltung, da Beschleunigungsphasen unvermeidlich sind, eine geringst mögliche DTV-Erzeugung während der Abschnitte mit betätigter Bremse sicherstellt, ist plausibel, wird aber mit den Ergebnissen nicht nachgewiesen<sup>184</sup>. Alternativ wäre ein aktives Freistellen der Beläge vor jeder Beschleunigungs- oder Kühlphase möglich. Weiterhin wären Dauerbremsungen unter stationären Bedingungen gegen den antreibenden Prüfstand denkbar.

Auch eine DTV-Erzeugung, die bei Bremsungen aufgrund eines Reibung hemmenden Belagauftrags<sup>185</sup> an den Stellen der Scheibe auftritt, die in den Beschleunigungsphasen mit den Belägen in Berührung kamen (Stellen größter Scheibenauslenkung, an denen bei unbetätigter Bremse lokaler Verschleiß entsteht), ist nicht auszuschließen. Ein Nachweis innerhalb einer Dauerlaufuntersuchung, bei der kurzzeitig hintereinander Bremsungen erfolgen, ist nicht möglich. Hier bedürfte es gesonderter Untersuchungen zu diesem Verhalten.

Auch der Effekt der Durchheizung der Scheibe mit zunehmender Anzahl an Bremsungen und damit verbundener DTV-Erhöhung ist nicht auszuschließen. Die Scheibentemperatur wird auf der Reibringoberfläche erfasst. Daher ist es denkbar, dass trotz der gleichen Oberflächentemperatur während der Geometriemessungen die Scheibe von Zyklus zu Zyklus im Inneren kontinuierlich wärmer wird und damit an den dickeren Stellen umso dicker wird, was sich in einer DTV-Erhöhung zeigt. (Als Richtwert: In Experimenten wurde eine DTV-Erhöhung um ca. 20  $\mu\text{m}$  bei  $\Delta T=300\text{ K}$  beobachtet. Dies entspricht 1  $\mu\text{m}/15\text{ K}$ )<sup>186</sup>.

Die Glättungsfähigkeit dieser Radbremse kann nicht abschließend beurteilt werden, aber in Anbetracht der Häufigkeit der Bremsungen im Vergleich zu Fahrstrecken bei unbetätigter Bremse (im Vergleich zu Ergebnissen aus der Literatur<sup>187</sup>, die bei wesentlich weniger Bremsungen pro Fahrstrecke eine DTV-Abnahme zeigen) lässt sich feststellen, dass keine Glättung erreicht wird.

Die Analyse des Verschleißes zeigt, dass im Mittel in Summe über dem Umfang hin zu den äußeren Radien der größere Verschleiß entsteht (von 7  $\mu\text{m}$  über 9  $\mu\text{m}$  bis zu 12  $\mu\text{m}$  Summenverschleiß). Unter der Annahme, dass dies aufgrund eines größeren Anpressdrucks auf den äußeren Radien stattfindet, würde man dort eher eine Glättung erwarten als auf dem inneren Radius. Die auf den drei Radien unterschiedlichen Entwicklungen sind anhand der hier erfassten Größen nicht erklärbar. Offen sind dabei die Wirkung der unterschiedlich großen DTV-Werte auf den drei Radien bzw. die unterschiedlich hohen Werte des maximalen Ver-

---

<sup>184</sup> Eine Abschätzung des Verschleißes bei unbetätigter Bremse während der Beschleunigungs- und der Kühlstrecken (siehe Anhang 11.8, Seite 137) ergibt einen Wert von circa 1  $\mu\text{m}$ . Das heißt in dieser Größenordnung ist Verschleiß bei unbetätigter Bremse zu erwarten.

<sup>185</sup> Börjesson, Friction films in automotive brakes, 1993, S. 260ff

<sup>186</sup> Grochowicz, Bremsdruck- und Bremsmomentenschwankungen, 1997, S. 130

<sup>187</sup> Park(1) et al., DTV Generation and Recovery Test, 2005, S. 4/6

schleißes jeder Scheibenseite sowie die Winkelausdehnung des Verschleißes auf dem Umfang im Verhältnis zur tangentialen Belaglänge. Denn es erscheint plausibel, dass keine Glättung stattfindet, wenn die Beläge den Scheibenunebenheiten folgen können. Hierzu wurden jedoch keine Parameter variiert, weder die tangentiale Belaglänge noch Größen, die gezielt die Bewegung der Beläge oder des Sattels relativ zu Scheibe beeinflussen. Eine Variation des Reibmaterials bei der hier verwendeten Radbremse wurde ebenso nicht vorgenommen. Daher sind keine Rückschlüsse auf die Sattelkonstruktion oder die Reibmaterialien möglich.

#### **6.4.8 Ergebnisse zu den Kennwerten über der Fahrstrecke**

Abbildung 6-28 zeigt die DTV-Werte sowie die DTV der 1. und 2. Ordnung für die drei Messradien des gesamten Dauerlaufs des Versuchs 1. Ohne dass ein Wechsel der dominierenden DTV-Ordnung vorhergesagt werden konnte, erkennt man ihn an zwei Stellen in diesem Dauerlauf (2. Unbetätigt-Abschnitt auf dem mittleren Radius und 3. Unbetätigt-Abschnitt auf dem inneren Radius). Die DTV 2. Ordnung überwiegt jeweils hinterher und es bestätigt sich, zum Beispiel auf dem mittleren Radius, dass bei gleich bleibendem DTV-Wert die DTV 2. Ordnung ansteigt und die der 1. Ordnung abnimmt. Eine unterschiedliche subjektive Bewertung des DTV-Verhaltens durch einen Testfahrer könnte die Folge sein. Das uneinheitliche Verhalten der drei Radien setzt sich fort: Der DTV-Wert nimmt radial innen sowohl in den Abschnitten mit Bremsungen als auch in denen bei unbetätigter Bremse ab, wohingegen sie auf den beiden radial weiter außen liegenden Messradien monoton steigt.

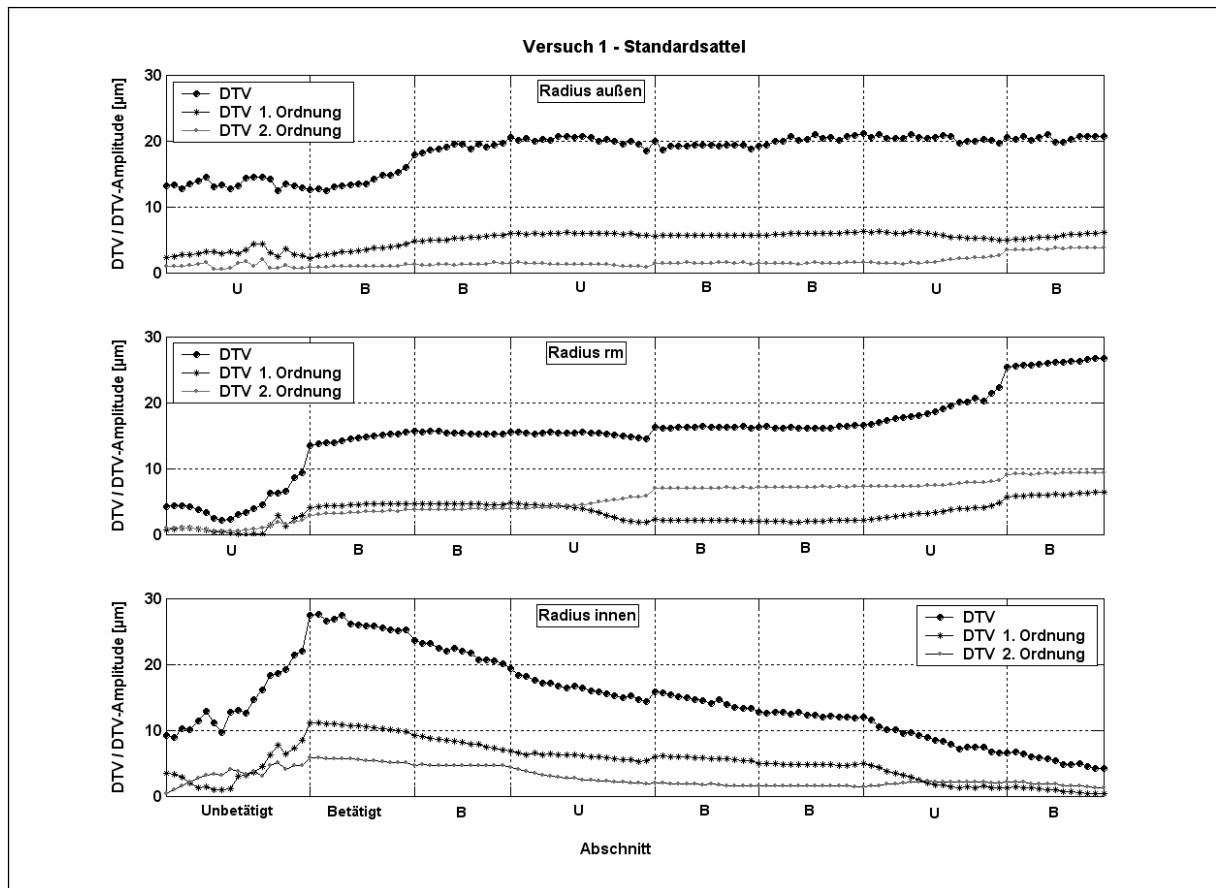


Abbildung 6-28: DTV-Wert, DTV 1. und 2. Ordnung über dem Dauerlauf, Versuch 1

Betrachtet man den Verschleiß auf beiden Scheibenseiten (Abbildung 6-29) im 2. Unbetätigt-Abschnitt auf dem mittleren Radius, in dem die DTV 1. Ordnung abnimmt und die 2. Ordnung zunimmt, so zeigt sich, dass die Scheibe auf der Kolbenseite (siehe Summenverschleiß: lokaler Verschleiß im Wesentlichen bei  $90^\circ$ , am kolbenseitigen Schlagmaximum), lokal verschleißt, was zuvor hauptsächlich auf der Faustseite stattfand (im 1. Zyklus geringste Scheibendicke bei  $270^\circ$ , am faustseitigen Schlagmaximum).

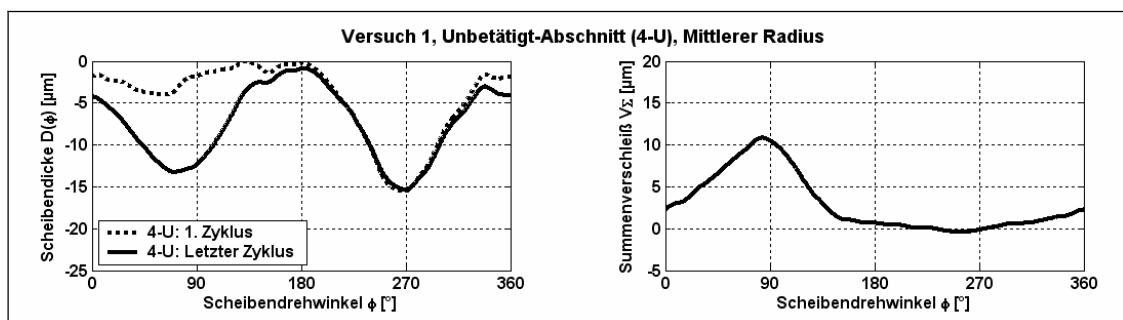


Abbildung 6-29: Verlauf der Scheibendicke und des Summenverschleißes über dem Umfang, 2. Unbetätigt-Abschnitt (4-U), Messergebnisse Versuch 1

Der Wechsel der Seite, auf der lokaler Scheibenverschleiß entsteht, führt zu einer Zunahme der DTV 2. Ordnung bei gleichzeitiger Abnahme der 1. Ordnung. Hier zeigt sich auch das wenig reproduzierbare bzw. hier nicht erklärbare Verhalten der Radbremse bezüglich der

Lüftspielerzeugung und -verteilung auf die beiden Scheibenseiten. Die Veränderung wurde vermutlich durch die Bremsungen mit 60 bar Bremsdruck im zweiten Abschnitt (dritter Abschnitt des Dauerlaufs) mit Bremsbetätigungen hervorgerufen.

#### **6.4.9 Diskussion und Schlussfolgerungen – Kennwerte über der Fahrstrecke**

Die Ergebnisse zeigen, dass bei gleichem DTV-Wert nicht immer die gleiche Kombination der DTV 1. und 2. Ordnung vorliegt. Es wird deutlich, dass eine Analyse der DTV-Ordnungen notwendig ist und dass der DTV-Wert allein kein Kennwert für eine Fahrzeugempfindlichkeit auf eine Anregung von Schwingungen durch Bremsmomentenschwankungen sein kann.

Weiterhin bedeutet ein über der Fahrstrecke konstanter DTV-Wert nicht, dass kein lokaler Verschleiß stattgefunden hat. Dies macht deutlich, dass die Analyse des Verschleißes beider Reibringseiten (der maximale Verschleiß je Scheibenseite sowie die Winkelausdehnung des Verschleißes) erforderlich ist, um den Verlauf der DTV (und der DTV 1. + 2. Ordnung) über der Fahrstrecke erklären zu können. Es wurde gezeigt, dass Missinterpretationen entstehen können, wenn dies allein dem Abriebverhalten des Reibbelags zugeschrieben wird. Auch die auf drei Radian stattfindende unterschiedliche Entwicklung der DTV-Werte kann nicht auf die Aggressivität des Reibmaterials zurückgeführt werden.

## 7 Gültigkeit, Übertragbarkeit und Reproduzierbarkeit der Ergebnisse

Die experimentellen Untersuchungen wurden mit vier seriengleichen Radbremsen durchgeführt. Es handelt sich um eine Schwimmsattelbremse der Firma Continental Automotive Systems mit Führungen bestehend aus Bolzen und Gummi-Bushing vom Typ FN – im Gegensatz zum Schwimmsattel des Typs Colette mit einer steiferen Bolzenführung mit Sacklöchern im Halter. Es wurden dementsprechend vier gleichartige Bremsscheiben, vier Bremsättel, vier Paar Bremsbeläge (ein Belagmaterial derselben Charge) verwendet. Mit drei Radbremsen wurden die DTV-Untersuchungen am Schwungmassenprüfstand, mit einer davon die Verschiebekraft- und Restmomentmessungen durchgeführt. Somit gelten die Ergebnisse für diese verwendeten Komponenten und die Aussagen haben eine Unschärfe, die sich auch aus den Serienstreuungen dieser Einzelteile ergeben. Ergebnisse zum Ort des Verschleißes auf dem Reibring (bevorzugt radial innen etc.) gelten für diese Bremse und sind nicht auf andere Systeme übertragbar. Die Ergebnisse zu den Kontaktmessungen zeigen ebenso ein radbremsenspezifisches Verhalten und sind nur mit Belagmaterialien, die eine elektrische Leitfähigkeit besitzen, zu gewinnen.

Es zeigte sich das für Schwimmsattelkonstruktionen typische Verhalten des einseitig lüftenden Dichtrings mit überwiegend einseitig lokalem Verschleiß sowie die indifferente Sattellage, die sich durch Bewegung der Bremsscheibe verändern kann, was prinzipbedingt beim Festsattel nicht möglich ist. Selbst die in gesonderten Prüfstandsversuchen gewonnenen Ergebnisse für ein durch den Kolbendichtring erzeugtes Lüftspiel lassen sich nicht auf die im Betrieb am Schwungmassenprüfstand erscheinenden Werte übertragen. Die im realen Betrieb auftretende Verkipfung des Sattelgehäuses unter Schwerkraft, die Stellung der Beläge relativ zum Sattel und zur Scheibe sowie deren dynamische Bewegungen und durch Verschleiß sich verändernde Geometrien haben Einfluss auf das lokale Lüftspiel. Hier ist die Schwäche des Simulationsmodells zu suchen. Die Ergebnisse gelten nur für Scheiben und Beläge mit einer idealen, den Zeichnungsangaben entsprechenden Geometrie, die die Bauteile nicht einmal im Neuzustand besitzen. Inwieweit sich eine Verbesserung der Vorhersage des Verschleißes bei unbetätigter Bremse durch Einbringung von verschlissenen Scheiben und Belägen in das Simulationsmodell ergeben, ist offen.

Die Ergebnisse zu den DTV-Entwicklungen wurden am Schwungmassenprüfstand gewonnen. Bewegungen der Bremsbauteile durch Fahrwerksschwingungen oder dynamische Auslenkungen der Bremsscheibe durch Radkräfte wurden nicht untersucht. Die Veränderung der Scheibengeometrie wurde jedoch in der Simulation und im Versuch durch die Variation des Schlagwerts berücksichtigt. Die am Prüfstand beobachtete bleibende Verkipfung der Scheibendrehachse und damit einhergehende Schlagänderung wird vermutlich im Fahrzeug nicht auftreten, da dort die Radlast unter stationären Bedingungen die Scheibe in einer stabilen Lage hält. Hier ist ein Unterschied zwischen Prüfstand und Fahrzeug gegeben und bei der Übertragbarkeit der Ergebnisse zu beachten.

Bezüglich der DTV-Untersuchungen wurde die Korrosion der Bauteile nicht überprüft. Dass sich auf den Bremsscheiben kein Belagauftrag gezeigt hat, wurde nur optisch geprüft: Es wurde keine mikroskopische oder metallurgische Analyse der Reibpartner durchgeführt. Hier wäre eine eigene Prüfung<sup>188</sup> außerhalb von einem Dauerlauf notwendig. Eine herstellungsbedingte Oberflächenrauigkeit der Reibpartner, die sich im Reibbetrieb relativ schnell verändert, wird ebenso wenig berücksichtigt wie Umwelteinflüsse wie Luftfeuchtigkeit, permanente Benässung, Raureif, Eisschichten, Ölnebel etc., da die Versuche auf einem Schwungmassenprüfstand und damit unter annähernd konstanten Umweltbedingungen durchgeführt wurden.

Die Mess- und Auswertetechnik ist sowohl auf andere Radbremsen als auch auf Fahrzeugversuche übertragbar. Unter Anwendung der verwendeten Messtechnik zur Scheibenvermessung und Scheibenlagenmessung mit den untersuchten Messgrößen und –verläufen ( $\Delta V$ ,  $\Delta \varphi$ ,  $V_{\Sigma}$ ,  $D(\varphi)$ , DTV, DTV 1. + 2. Ordnung) lassen sich Ergebnisse für die jeweilig verwendete Radbremse gewinnen.

Im Hinblick auf die Reproduzierbarkeit der Versuchsergebnisse wurden an den entsprechenden Stellen Aussagen zur statistischen Güte der Messgrößen gemacht. Sie beziehen sich immer auf den entsprechenden Messaufbau (siehe die Ergebnisse zu den Kontaktmessungen oder die Abweichungen der Steigungen des maximalen Verschleißes pro Zyklus  $\Delta V_Z$ ). Inwieweit sich die statistischen Aussagen in unterschiedlichen Messaufbauten wieder finden, kann auf Basis der hier gezeigten Ergebnisse nicht beurteilt werden. Die Versuche zur Validierung des Simulationsmodells – die Verschiebekraft- und Restmomentmessungen – zeigen diesbezüglich aus der Erfahrung des Verfassers aus Vorversuchen und aus der Serienentwicklung geringere Streuungen im Vergleich zu den DTV-Versuchen, in denen eine größere Anzahl an Einflussgrößen – die Temperaturen oder der Verschleiß der Reibpartner seien nur beispielsweise genannt – das Messergebnis beeinflusst.

Die Einhaltung von reproduzierbaren Anfangs- und kontrollierbaren Prüfbedingungen gestaltet sich generell schwierig, da die Größenordnung der betrachteten Messgrößen (z. B. die Scheibendicke) im Bereich der Fertigungstoleranzen der Bauteile und darunter liegt. Somit ist die Herstellung von reproduzierbaren Anfangsbedingungen durch annähernd gleiche Bauteile oder durch eine wiederholgenaue Positionierung der Komponenten zueinander nahezu unmöglich.

---

<sup>188</sup> Wie bei Börjesson, Friction films in automotive brakes, 1993, S. 259ff

## 8 Empfehlungen für die Radbremsen-Entwicklung

Auf Basis der Erkenntnisse dieser Arbeit werden die im Folgenden genannten Empfehlungen für eine Analysemethode bezüglich des Bremsenkaltrubbels (z. B. für eine Serienfreigabe in Bezug auf das Bremsenkaltrubbeln) gegeben. Die Empfehlungen reflektieren die Recherche des Stands der Forschung und Technik, die Simulations- und Versuchsergebnisse dieser Arbeit sowie die Erfahrungen des Verfassers.

Für die Bewertung und Analyse des Verschleißverhaltens einer Radbremse in Bezug auf DTV werden allgemeine Hinweise zur Mess- und Auswertetechnik gegeben, bezüglich der Simulation sowie zu Verschleißprüfungen unter Berücksichtigung des unterschiedlichen Verschleiß-verhaltens bei unbetätigter und betätigter Bremse.

### 8.1 Empfehlungen zur Mess- und Auswertetechnik

- Verschleißmessung / Vermessung der Scheibengeometrie:

Es wird empfohlen, den Verschleiß beider Reibringseiten (Maximalverschleiß je Scheibenseite sowie die Winkelausdehnung des Verschleißes) zu erfassen.

Dadurch lassen sich Veränderungen der DTV und der DTV-Ordnungen über der Fahrstrecke rein geometrisch erklären, und somit werden Fehldeutungen, in Bezug auf das Abriebverhalten des Belagmaterials, vermieden, zum Beispiel, bei Ausbleiben eines DTV-Anstiegs dem Belagmaterial eine geringe Neigung zur DTV-Erzeugung zuzuschreiben (siehe Kapitel 5.1, „Verschleiß-Entwicklungen bei unbetätigter Bremse“, Seite 76ff).

Zur Bestimmung des Verschleißes beider Reibringseiten ist es erforderlich, dass eine Messung des Scheibenschlags auf einer nicht verschleißenden Oberfläche der Bremsscheibe durchgeführt wird. Ohne die Korrektur der über dem Reibringumfang gemessenen Schlagverläufe über eine Schlagmessung auf einer verschleißfreien Oberfläche können Aussagen, auf welcher Reibringseite vornehmlich lokaler Verschleiß stattgefunden hat, Fehldeutungen sein (siehe Kapitel 6.1.1, „Bestimmung des Verschleißes beider Reibringseiten“, Seite 94ff). Eine allgemeingültige Empfehlung für ein in der Serienprüfung taugliches Messverfahren kann allerdings nicht gegeben werden (vgl. Kapitel 6.1.2, „Sensorik zur Vermessung der Scheibengeometrie“, Seite 96ff).

- Ergebnisdarstellung einer DTV-Untersuchung:

Empfehlung: Laufende Erfassung (ca. alle 50 km) und Darstellung der DTV und der DTV 1. und 2. Ordnung auf drei Reibringradien über der Fahrstrecke.

Sie dient als Basis für Vergleiche mit der Subjektivbewertung im Fahrversuch sowie zur Korrelation mit anregten Schwingungen aufgrund von Bremsmomentenschwankungen. Der DTV-Wert ist hierzu kein aussagekräftiger

Kennwert (siehe 5.1.2, „Beispiel 2: beidseitiger, aber unterschiedlich großer Verschleiß auf beiden Reibringseiten nach Modell Engel“, Seite 78ff). Weiterhin sind sämtliche Untersuchungen, die den Verschleiß nur auf einem Messradius betrachten, mit Unsicherheiten behaftet (vgl. Kapitel 6.4.8, „Ergebnisse zu den Kennwerten über der Fahrstrecke“, Seite 117ff sowie 6.4.9, „Diskussion und Schlussfolgerungen – Kennwerte über der Fahrstrecke“, Seite 119).

## 8.2 Empfehlungen zur Verbesserung der Verschleißprognose auf Basis der Simulation der Kontaktkräfte

- Eine verbesserte Möglichkeit zur Validierung des Simulationsmodells ließe sich durch Vergleiche von Simulationsergebnissen mit denen aus Messungen der Belaganpressdruckverteilung, des Belagverschleißes und der lokalen Lüftabstände erreichen. Dazu notwendige Messmethoden sind derzeit allerdings noch nicht verfügbar (siehe 6.4.5.1, „Verschleißprognose“, Seite 111).
- Die Nachbildung detaillierter Scheiben- bzw. Belageometrien in der Simulation, d. h. mit ungleichförmigem Verschleiß bzw. mit radialem und tangentialem Schrägverschleiß ließe die Untersuchung des Effekts auf den im Betrieb stattfindenden lokalen Verschleiß zu (siehe 6.4.5.2, „Anfangsbedingungen“, Seite 111f).
- Um die Glättungsfähigkeit einer Radbremse theoretisch zu untersuchen, wird die Simulation des Verhaltens bei Bremsungen angeregt. Hierbei ist die Belaganpressdruckverteilung unter Variation von Parametern in Bezug auf den Verschleiß bei betätigter Bremse (z. B. Amplitude und radiale und tangential Ausdehnung des lokalen Verschleißes beider Bremscheibenseiten, tangential und radiale Belagausdehnung, Bewegungsfreiheitsgrade des Sattels und der Beläge relativ zur Scheibe sowie deren Einschränkung durch Lagerkräfte<sup>189</sup>) zu berechnen.

## 8.3 Empfehlungen zu Verschleißprüfungen

- Prüfabläufe:  
Um eine getrennte Beurteilung des Verschleißes bei betätigter und unbetätigter Bremse machen zu können, wird empfohlen, Prüfzyklen wie sie in dieser Arbeit entwickelt wurden, zu verwenden (siehe 6.3.1, „Unterscheidung der Betriebszustände betätigte und unbetätigte Bremse“, Seite 98ff). Das heißt, in Zyklen mit betätigter Bremse sollten Wiederholungsbremsungen durchgeführt werden, an die sich Kühlphasen mit einer Scheibendrehzahl, die so gering wie möglich ist, anschließen. So wird so wenig wie möglich an Verschleiß bei unbetätigter Bremse er-

---

<sup>189</sup> Vgl. Herkenrath, Bremsmomentenschwankungen, 2005, S. 78ff



zeugt. Für die Zyklen bei unbetätigter Bremse wird zur Verschleißnachstellung eine Bremsung bei stehender Scheibe empfohlen. Dadurch wird der geringstmögliche Verschleiß bei betätigter Bremse in diesen Zyklen erzielt.

- Weiterhin sollte die Reibpaarung hinsichtlich ihrer Neigung zu Belagauftrag und dem von Börjesson<sup>190</sup> gezeigten Verhalten, d. h. der Ausbildung einer reibungshemmenden Schicht, neigt (siehe 3.4, „Modelle zu den Kontaktkräften im unbetätigten Betrieb“, Seite 34ff). Die reibungshemmende Schicht bildet sich auf der Scheibe in den Kontaktbereichen bei unbetätigter Bremse, also an den Stellen des größten Seitenschlags. Dort wird während anschließender Bremsungen vermehrt Material abgetragen, was zu einer Verstärkung der DTV und nicht zu einer Glättung derselben führt.
- Da die Scheiben- und Belaggeometrien, zum Beispiel nach dem standardisierten Einlaufprogramm oder Abschnitten mit Bremsungen, vermuteterweise den Ort der Kaltauswaschung bei unbetätigter Fahrt bestimmen, wird angeregt, die Veränderung des Bremsscheiben- und Belagverschleißes bei unterschiedlichen Bremsdrücken und Scheibentemperaturen zu erfassen (siehe 6.4.5.2 „Anfangsbedingungen“, Seite 111ff). Dabei ist die radiale Wanderung der Resultierenden der Zuspannkraft durch Aufweitung des Bremssattels zu berücksichtigen.

---

<sup>190</sup> Börjesson, Friction films in automotive brakes, 1993, S. 260ff

## 9 Fazit und Ausblick

Die Erkenntnisse dieser Arbeit bestätigen, dass es aufgrund der hohen Komplexität des für das Bremsenkaltrubbeln ursächlichen Mechanismus der Schädigung der Bremsscheibengeometrie notwendig ist, eine große Anzahl an Einflussparametern zu berücksichtigen und gleichzeitig, um die Wirkung der Parameter zu erfassen, das lokale Verschleißgeschehen auf der Scheibe präzise zu beschreiben.

Trotz des Detaillierungsgrads des Simulationsmodells im Hinblick auf die Bauteilparameter und Bewegungsfreiheitsgrade und plausibler Simulationsergebnisse zu den Parametereinflüssen auf die Kontaktkräfte zeigt sich eine verbleibende Schwäche bei der Prognose der realen Verschleißentwicklung. Problematisch ist hierbei die Streuung der Ergebnisse der DTV-Dauerläufe aufgrund der dabei nur schwer einzuhaltenden und zu kontrollierenden Anfangs- und Randbedingungen. Sie lassen nur schwer einen Nachweis der Wirksamkeit von konstruktiven Änderungen an der Radbremse zu. Auch die fehlende Möglichkeit, die Belag-anpressdruckverteilung im Betrieb zu messen, trägt dazu bei, dass die Validität des Simulationsmodells nicht ausreichend überprüft werden kann. Der beschrittene Weg, ein Simulationsmodell zunächst durch Prüfstandsversuche zu validieren und sich Stück für Stück dem Verhalten im Fahrzeug zu nähern, wird jedoch weiterhin für sinnvoll erachtet. Die feinere Detaillierung des Modells erscheint im Hinblick auf die Nachbildung der real geschädigten Scheiben- und Belaggeometrien erforderlich. Mittels der in dieser Arbeit verwendeten Messtechnik lassen sich dazu die dynamische Scheibengeometrie und -lage erfassen und als Eingangsgrößen dem Simulationsmodell zur Verfügung stellen.

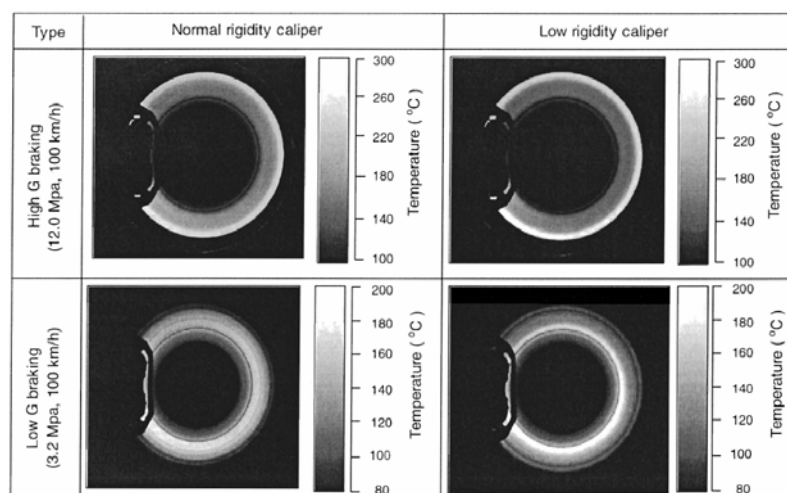


Abbildung 9-1: Aufnahmen der Reibringtemperatur per Wärmebildkamera bei Bremsungen mit niedriger (32 bar) und hoher Verzögerung (120 bar) für zwei Schwimmsattelgehäuse mit unterschiedlicher Brückensteifigkeit (Quelle: Unno et al., *Friction Coefficient of Disc Pads*, 2005, S. 3/6)

Unterschiedliche DTV-Ordnungen auf verschiedene Reibringradien haben sich auch schon in anderen Untersuchungen gezeigt. Wie sie sich jedoch auf eine Anregung von Bremsmomentenschwankungen auswirken, wurde nicht systematisch untersucht.

Abbildung 9-1 zeigt Aufnahmen der Reibringtemperatur per Wärmebildkamera bei Bremsungen mit niedriger (32 bar) und hoher Verzögerung (120 bar) für zwei Schwimmersattelgehäuse mit unterschiedlicher Brückensteifigkeit. In Abhängigkeit des Bremsdrucks und der Sattelbrückensteifigkeit ändert sich der Radius, auf dem der höchste Energieumsatz stattfindet. Wenn dies gleichbedeutend ist mit einer radialen Wanderung der Resultierenden der Zuspannkraft, ändert sich womöglich der Frequenzinhalt der Bremsmomentenschwankung, wenn auf drei Radien unterschiedliche DTV-Ordnungen vorhanden sind. Die Wirkung auf das Subjektivurteil eines (Test-)Fahrers ist nicht bekannt, eine Abhängigkeit scheint aber plausibel. Auch die Folgen einer solch unterschiedlichen Anpressdruckverteilung auf den Belag- und Scheibenschragverschleiß für den Ort des Verschleißes bei anschließender Fahrt bei unbetätigter Bremse sind nicht bekannt. In den hier dargestellten Ergebnissen zeigten sich, zum Beispiel, bei Bremsungen mit einem Bremsdruck von 20 bar über dem Umfang ein im Mittel unterschiedlich hoher Summenverschleiß auf den drei Messradien (ca. 7  $\mu\text{m}$ , 9  $\mu\text{m}$  und 12  $\mu\text{m}$  von innen nach außen).

Zum Nachweis der hier genannten Erscheinungen, die auch – wie erwähnt – zu einer besseren Validierung des Simulationsmodells beitragen könnten, ist die Messung der Flächenpressung zwischen Belag und Scheibe im Betrieb, das heißt bei drehender Scheibe und unter Einwirkung von Umfangskräften und Wärme. In diese Richtung zeigende Forschungsaktivitäten sind im Gange, es liegen aber noch keine veröffentlichten und verwertbaren Ergebnisse vor. Auch eine Annäherung an die Beantwortung der offen gebliebenen Frage, wann ein Sattel in der Lage ist, eine DTV zu glätten, ist mit einer derartigen Messung möglich. Für den unbetätigten und betätigten Fall kann der stattfindende Verschleiß direkt mit der einwirkenden Flächenpressung in Verbindung gebracht und nicht nur indirekt bei vorhandener Scheiben-geometrie über den Bremsdruck oder mittels eines Modells berechnet werden. Unter sonst gleichen Randbedingungen kann so auch die Wirksamkeit der Variation des Reibmaterials untersucht werden.

## 10 Zusammenfassung

Diese Arbeit befasst sich mit der Entwicklung einer Analysemethode, die zur Beurteilung der Problematik der Dickenschwankungen an Pkw-Bremsscheiben (engl.: disc thickness variation, DTV) dient. Die DTV entstehen durch ungleichförmigen Bremsscheibenverschleiß, der durch periodischen Kontakt einer mit Seitenschlag behafteten Bremsscheibe mit den Bremsbelägen auftritt. Die DTV führen zum Bremskaltrubbeln (im Wesentlichen durch Bremsmomentenschwankungen hervorgerufene Lenkradschwingungen) und stellen damit die Ursache einer Komfortproblematik in der Pkw-Serienentwicklung dar. In der Bremsenentwicklung werden zwei Strategien für Gegenmaßnahmen angewendet: zum einen die Entkopplung der Fahrer-Wahrnehmung von der Schwingungsanregung, zum anderen die Vermeidung der Erzeugung von DTV.

Es gibt keine – soweit dem Verfasser bekannt – standardisierte Prüfverfahren wie z. B. internationale Normen oder Prüfspezifikationen, die gewährleisten, dass kein Bremskaltrubbeln in der Serie auftritt. Das wesentliche Problem ist die große Anzahl an Einflussparametern auf die Erzeugungsmechanismen des Bremskaltrubbelns, was eine Absicherung in der Entwicklung erschwert und wiederholt zu Reklamationsfällen führt, für die meist nach Serienanlauf Abhilfemaßnahmen gefunden werden müssen.

Forschungsergebnisse liefern Hinweise zur Verhinderung oder Dämpfung der Schwingungsübertragung zum Fahrer. Die Breite des Frequenzbands der Anregung bei Fahrzeuggeschwindigkeiten von bis zu 250 km/h ist jedoch so groß (ca. 1-100 Hz), dass die Eingriffsmöglichkeiten bei konventionellen Fahrwerken beschränkt sind. Die Vermeidung der ursächlichen Bremsscheibenschädigung ist daher stets mit zu betrachten.

Die Analyse bisheriger Untersuchungsergebnisse und –methoden zum Schädigungsmechanismus zeigt deren Defizite auf. Zum Beispiel werden in Quellen, die sich mit der Ursache der Erzeugung von DTV beschäftigen, Schlussfolgerungen auf Basis von beschränkt aussagekräftigen Modellen und Kennwerten gezogen, weil Einflüsse nur isoliert und nicht das Gesamtsystem Radbremse im Kraftfahrzeug betrachtet werden. Dies wird an Inkonsistenzen in den Ergebnissen deutlich. Fehldeutungen des Systemverhaltens können nicht verhindert werden und das Auslegungsziel der Vermeidung einer Erzeugung von Scheibendickenschwankungen kann so verfehlt werden. Zum Beispiel kann eine höhere DTV-Erzeugung von höheren Kontaktkräften zwischen Belägen und Scheibe herrühren. Gleichzeitig kann dies aber auch aus einer höheren Aggressivität des Belagmaterials gegenüber dem der Bremsscheibe resultieren. Werden also bei der Auswahl des Belagmaterials die Kräfteverhältnisse im Bremsattel, die die Kontaktkräfte beeinflussen, nicht berücksichtigt, kann eine falsche Beurteilung nicht ausgeschlossen werden. Hinzukommt, dass in Untersuchungen die Bewertung des unterschiedlichen Verhaltens bei unbetätigter und betätigter Bremse auf Basis einer Versuchsgestaltung gemacht wird, in denen keine Trennung dieser Fahrabschnitte vorliegt.

In dieser Arbeit wird eine Analysemethode erarbeitet, die eine durchgängige Untersuchung der Einflüsse auf den ungleichförmigen Bremsscheibenverschleiß erlaubt. Dabei werden die Einflüsse seitens der Reibpaarung, des Fahrbetriebs sowie der Geometrien und der Kräfteverhältnisse im Bereich der Radbremse betrachtet.

Da die Kräfteverhältnisse im Sattel von einer Vielzahl Einflussparameter festgelegt werden und eine systematische Variation im Versuch unverhältnismäßig aufwendig wäre, wird hier die Simulation dem Versuch vorgeschaltet. Ein Mehrkörpersimulationsmodell wird verwendet, um die Kontaktkräfte und –bereiche zwischen Belägen und Scheibe zu berechnen. Daraus werden hypothetische Aussagen zu Bauteileinflüssen auf die Veränderung der Reibringgeometrie formuliert. Diese Prognose der Entwicklung des Scheibenverschleißes wird mit Ergebnissen aus dem Versuch verglichen. Der Vergleich dient der Überprüfung, inwieweit sich ein Bezug der berechneten Kontaktkräfte und –bereiche zum entstehenden Verschleiß herstellen lässt.

Dazu wird eine Messtechnik verwendet, die eine Erfassung des lokal auf dem Bremsscheibenreibring stattfindenden Verschleißes gestattet, sodass die unter verschiedenen Betriebsbedingungen sich einstellende Verschleißentwicklung analysiert werden kann. Bei der Versuchsgestaltung wurden Abschnitte, in denen Verschleiß bei unbetätigter Bremse und betätigter Bremse stattfindet, getrennt.

In den Verschiebekraftversuchen und Restmomentmessungen zur Validierung des Simulationsmodells wurden sehr gute Übereinstimmungen von Simulation und Experiment erreicht. Trotzdem ließ sich die anhand des Simulationsmodells abgeleitete Prognose der Verschleißentwicklung auf Basis von Bauteilvariationen im Versuch nicht nachweisen. Dies ist auf die zu große Streuung der Messwerte zurückzuführen und demzufolge nicht auf das Verschleißverhalten im Betrieb übertragbar. Insbesondere die Vorhersage der radialen Verschleißausdehnung stimmt nicht mit den Versuchsergebnissen überein. Die Defizite des Modells werden hauptsächlich im Bereich der ideal nachbildeten im Vergleich zu realen durch Verschleiß geschädigten Scheiben- und Belaggeometrien gesehen.

Die Ergebnisse zeigen weiterhin, dass ohne das verwendete Mess- und Analyseverfahren sich dabei die Gradienten des DTV-Werts oder der DTV-Schwingungsordnungen über der Fahrstrecke nicht erklären lassen und nur dadurch wiederum die richtigen Rückschlüsse, z. B. in Bezug auf das verwendete Belagmaterial oder den wirksamen Scheibenseitenschlag, zu treffen sind. Messungen haben für die untersuchte Scheibe sogar gezeigt, dass dort, wo der gemessene Scheibenseitenschlag am kleinsten war, die größte DTV-Erzeugung stattfand. Es wurde nachgewiesen, dass eine ausbleibende DTV-Erzeugung oder eine DTV-Abnahme sich rein geometrisch ergeben kann und nicht allein auf das Abriebverhalten der Reibpaarung oder auf die Höhe des Scheibenseitenschlags (fertigungs- oder montagebedingter sowie durch dynamische Radkräfte hervorgerufener) zurückführbar ist.

Da sich bei gleichen DTV-Werten unterschiedliche Ordnungen der DTV ergeben und diese sich mit unterschiedlichen Gradienten verändern können und dies unterschiedlich über der Reibringhöhe, ist es notwendig, die DTV und die DTV 1. und 2. Ordnung auf drei Reibringradien über der Fahrstrecke als Basis für Vergleiche mit der Subjektivbewertung im Fahrver-

such sowie zur Korrelation mit angeregten Schwingungen aufgrund von Bremsmomentenschwankungen darzustellen. Der DTV-Wert ist hierzu kein aussagekräftiger Kennwert. Weiterhin stellt die in dieser Arbeit verwendete Mess- und Auswertetechnik zur präzisen Erfassung des lokalen Reibringverschleißes in voneinander getrennten Abschnitten bei Fahrt mit unbetätigter Bremse und mit Bremsungen sicher, dass Fehldeutungen zum Beispiel bei der Beurteilung der Reibpaarung vermieden werden. Zusätzlich hierzu sowie zur Verbesserung der Validierung des Simulationsmodells und der Erklärung des lokalen Verschleißgeschehens auf der Scheibe ist die Möglichkeit der Messung der Belaganpressdruckverteilung erforderlich.

## 11 Anhang

### 11.1 In der Simulation variierte Sattelparameter mit Wertestufen

*Tabelle 11-1: In der Simulation variierte Sattelparameter mit Wertestufen*

Parameter-Name	Abkürzung	Untere Stufe	Mittelpunkt	Obere Stufe	Einheit
axiale Position des Gehäuse-schwerpunkts	GE_COM_y	0,0196	0,0273	0,035	m
Gehäusemasse	GE_m	2	4	6	kg
axiale Gehäusesteifigkeit	GE_c_y	25.000.000	50.000.000	75.000.000	N/m
axiale Bushing-Steifigkeit	BU_c_y	300.000	600.000	900.000	N/m
Bushing-Quersteifigkeit	BU_c_quer	225.000	450.000	675.000	N/m
Bushing-Haftkraft	BU_F_y_haft	17,5	35	52,5	N
Bushing-Drehsteifigkeit	BU_c_dreh	5,5	11	16,5	Nm/rad
Abstand der Bushing-Bohrungen	BU_Abstand	0,06	0,11	0,16	m
Gehäusehaltefeder-Haftbeiwert	GHF_μ_haft_y_z	0,1	0,2	0,3	./.
Gehäusehaltefeder-Axialsteifigkeit	GHF_c_y	38.500	77.000	115.500	N/m
Gehäusehaltefeder-radiale Steifigkeit	GHF_c_x	11.500	23.000	34.500	N/m
Gehäusehaltefeder-axiale Vorspannkraft	GHF_F_nom_y	-50	0	50	N
Gehäusehaltefeder-radiale Vorspannkraft	GHF_F_nom_x	83	166	249	N
Belaghaltefeder-radiale Vorspannkraft	BHF_F_nom_x	23,5	47	70,5	N
Reibwert zw. Belagrückenplatte und Halter	BB_μ_y_x	0,11	0,22	0,33	./.
axiale Belagsteifigkeit	BB_c_y	115.000.000	230.000.000	345.000.000	N/m
axiale Kolbendichtringsteifigkeit	KDR_c_y	215.000	430.000	645.000	N/m
axiale Kolbendichtring-Haftkraft	KDR_F_haft_y	175	350	525	N
axialer Scheibenschlag	LRO	70	100	130	μm
Bushing-Dämpfung axial	-	-	150	-	Ns/m
Bushing-Dämpfung quer	-	-	200	-	Ns/m
Bremsbelag-Dämpfung	-	-	60.000	-	Ns/m
Kolbendichtring-Dämpfung	-	-	100	-	Ns/m

## 11.2 Parameterauswahl für die Dauerlaufexperimente

Tabelle 11-2: Parameterauswahl für die Dauerlaufexperimente

		Effekt größer 8 N	Aufwand für Modifikationen
Axiale Position des Gehäuseschwerpunkts	GE_COM_y	X	-
Gehäusemasse	GE_m	X	-
axiale Gehäusesteifigkeit	GE_c_y	X	0
Axiale Bushing-Steifigkeit	BU_c_y	X	+
Bushing-Quersteifigkeit	BU_c_quer	X	(+)
Bushing-Haftkraft	BU_F_y_haft	-	(+)
Bushingdrehsteifigkeit	BU_c_dreh	X	(+)
Abstand der Bushing-Bohrungen	BU_Abstand	X	-
Gehäusehaltefeder-Haftbeiwert	GHF_μ_haft_y_z	X	-
Gehäusehaltefeder-Axialsteifigkeit	GHF_c_y	X	-
Gehäusehaltefeder-radiale Steifigkeit	GHF_c_x	X	-
Gehäusehaltefeder-axiale Vorspannkraft	GHF_F_nom_y	X	-
Gehäusehaltefeder-radiale Vorspannkraft	GHF_F_nom_x	(X)	0
Belaghaltefeder-radiale Vorspannkraft	BHF_F_nom_x	X	-
Reibwert zw. Belagrückenplatte und Halter	BB_μ_y_x	X	-
Axiale Belagsteifigkeit	BB_c_y	X	-
Axiale Kolbendichtringsteifigkeit	KDR_c_y	X	-
Axiale Kolbendichtring-Haftkraft	KDR_F_haft_y	-	-
axialer Scheibenschlag	LRO	X	+



## 11.3 Daten zur Messtechnik

*Tabelle 11-3: Daten der Wegsensoren, [LS: Lagesensor]*

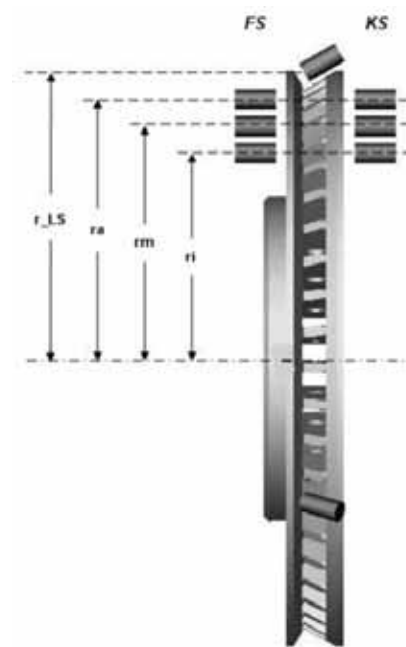
$$r_{LS} = 137,5 \text{ mm}$$

$$r_a = 130,5 \text{ mm}$$

$$r_m = 113,5 \text{ mm}$$

$$r_i = 96,5 \text{ mm}$$

$$\beta_{LS} = 30^\circ$$



Die Angaben der Daten beziehen sich auf den Abstand der Mitte des jeweiligen Sensorkopfes zur Drehachse der Bremsscheibe.

$\beta_{LS}$ : Neigungswinkel des Lagesensors gegenüber den Verschleißsensoren.

## 11.4 Haupteffekte auf die Kontaktwinkel (Simulation)

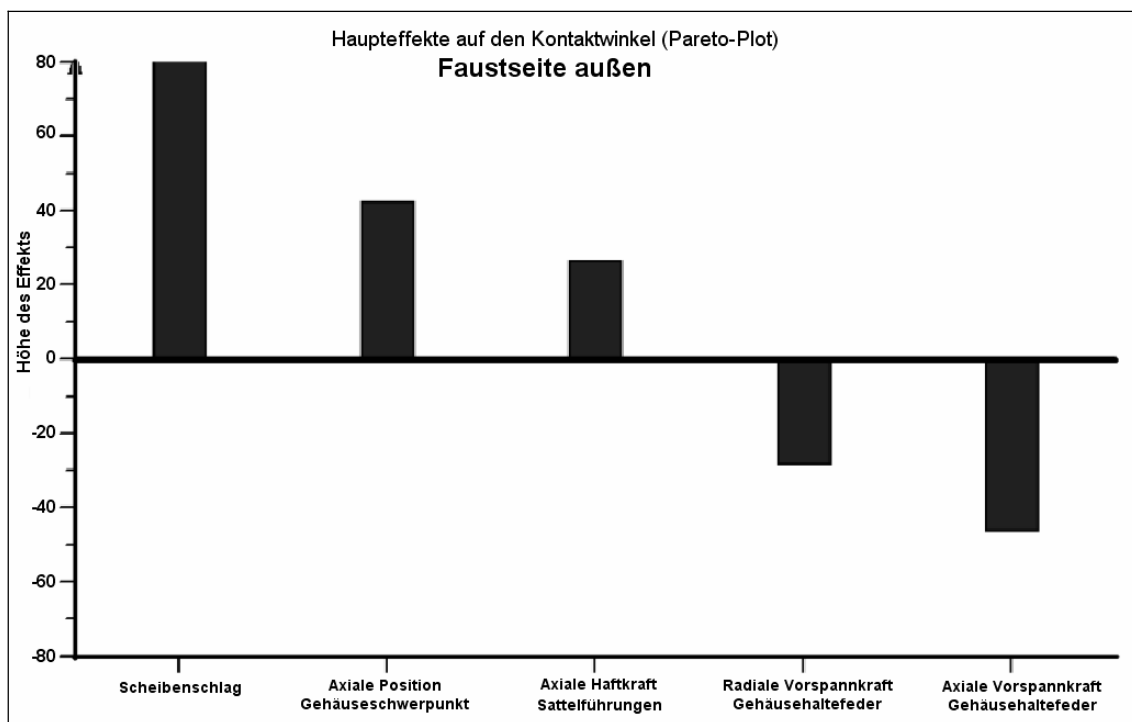


Abbildung 11-1: Haupteffekte auf den Kontaktwinkel – Faustseite

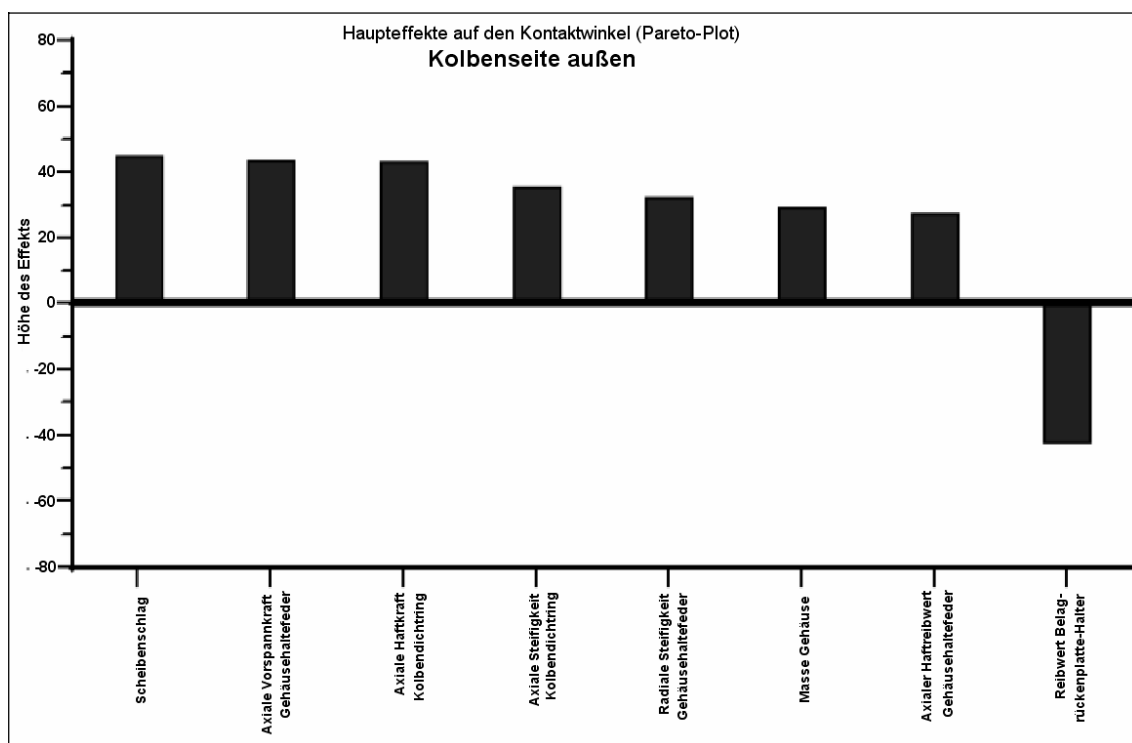


Abbildung 11-2: Haupteffekte auf den Kontaktwinkel – Kolbenseite

## 11.5 Gleichzeitige Effekte auf die Kontaktkräfte und –winkel

Tabelle 11-4: Übersicht über die gleichzeitigen Effekte auf die Kontaktkräfte und –winkel

Effekte über der in Kapitel 4.3.3 definierten Schwelle von +/-8 N	Kraft		Effekt auf Winkel
Effekt auf beiden Seiten:	KS und FS ↗	Rückenplatten der Beläge Reibung ggü. Halter	KS ↘ (FS n. sign.)
	KS ↘, FS ↗	Bushings axiale Steifigkeit	KS + FS n. sign.
	KS ↗, FS ↘	Belaghaltefeder Vorspannkraft radial	KS + FS n. sign.
Effekt nur auf einer Seite	FS ↗	Scheibenschlag	KS ↗ und FS ↗
		Bushings Haftkraft	FS ↗
		Gehäuseschwerpunkt axiale Position (Richtung FS verschoben)	FS ↗
		Gehäusehaltefeder axiale Steifigkeit	KS + FS n. sign.
		Gehäusehaltefeder Haftbeiwert auf dem Halter	KS ↗
		Gehäusehaltefeder Haftkraft	KS ↗
	FS ↘	Bushings-Verdrehsteifigkeit	KS + FS n. sign.
		Bushings-Quersteifigkeit	KS + FS n. sign.
	KS ↗	Kolbendichtring axiale Steifigkeit	KS ↗
		Gehäusehaltefeder radiale Vorspannkraft	FS ↘
		Gehäusehaltefeder axiale Vorspannkraft (pos. Vorspannkraft erhöht Kraft auf der Kolbenseite)	KS ↗, FS ↘
		Gehäusehaltefeder radiale Steifigkeit	KS ↗
		Abstand der Bushing-Bohrungen	KS + FS n. sign.
		Gehäusesteifigkeit axial	KS + FS n. sign.
	KS < 8 N + FS n. sign.	Kolbendichtring Haftkraft	KS ↗
	KS + FS n. sign.	Gehäusemasse	KS ↗

## 11.6 Fehlerbetrachtung zur Scheibentemperatur

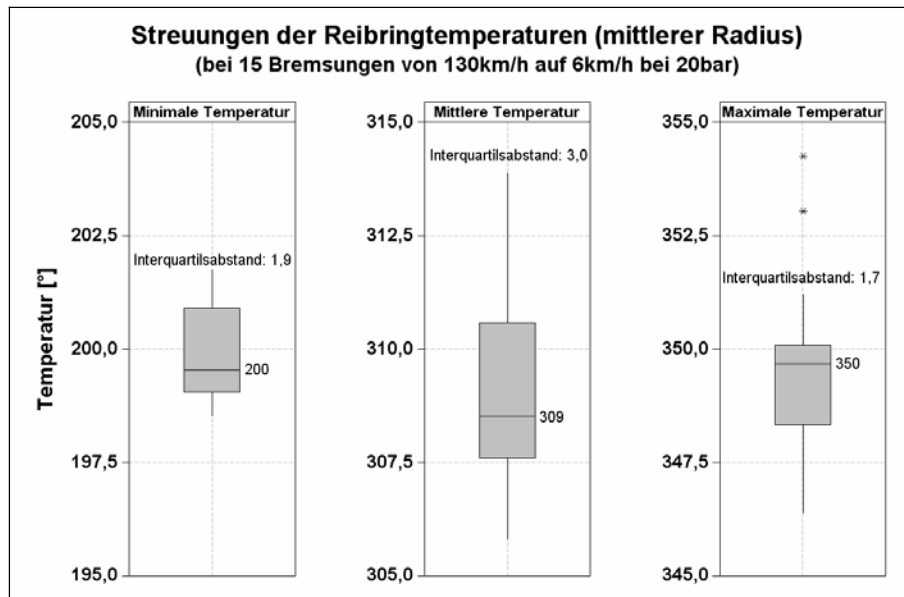


Abbildung 11-3: Streuungen der Reibringtemperaturen (Messung auf dem mittleren Reibringradius) innerhalb 15 Bremsungen von 130 km/h auf 6 km/h bei 20 bar Bremsdruck

Die größte Abweichung liegt bei Bremsungen aus 130 km/h bei 60 bar vor und beträgt  $\pm 1,5$  K. Der Wärmeausdehnungskoeffizient von Gusseisen beträgt:  $\alpha_{GG} = 9 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}}{\text{mK}}$ .

Bei einer 28 mm dicken Platte (Nennmaß der verwendeten Scheibe, hier vereinfachend als massiv und nicht belüftet betrachtet) bedeutet eine Schwankung der Temperatur um  $\pm 1,5$  K eine Dickenänderung  $\Delta d$  von

$$\Delta d = 0,028 \text{ m} \cdot 9 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}}{\text{mK}} \cdot 3 \text{ K} = 0,756 \mu\text{m}$$

Beispiel: Bei einer vorliegenden Dickenschwankung  $\text{DTV} = 30 \mu\text{m}$  und einer Temperaturerhöhung von 10 K ergibt sich eine Dickenänderung  $\Delta d_1$  im Bereich der Nenndicke von:

$$\Delta d_1 = 0,028 \text{ m} \cdot 9 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}}{\text{mK}} \cdot 10 \text{ K} = 2,52 \mu\text{m}$$

Im Bereich der dickeren Stelle ergibt sich eine Dickenänderung  $\Delta d_2$

$$\Delta d_2 = 0,02803 \text{ m} \cdot 9 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}}{\text{mK}} \cdot 10 \text{ K} = 2,52 \mu\text{m}$$

Der DTV-Wert ändert sich bei einer Abweichung der Temperatur um 10 K um ca. 3 nm. Hier wurde eine dreifach geringere maximale Abweichung gemessen, somit liegt der Fehler z. B. des DTV-Werts aufgrund einer fehlerbehafteten Temperaturmessung bzw. der Streuung der sich einstellenden Temperaturen im nm-Bereich und ist damit vernachlässigbar klein.

## 11.7 Versuche 2 und 3, Kennwerte über der Fahrstrecke

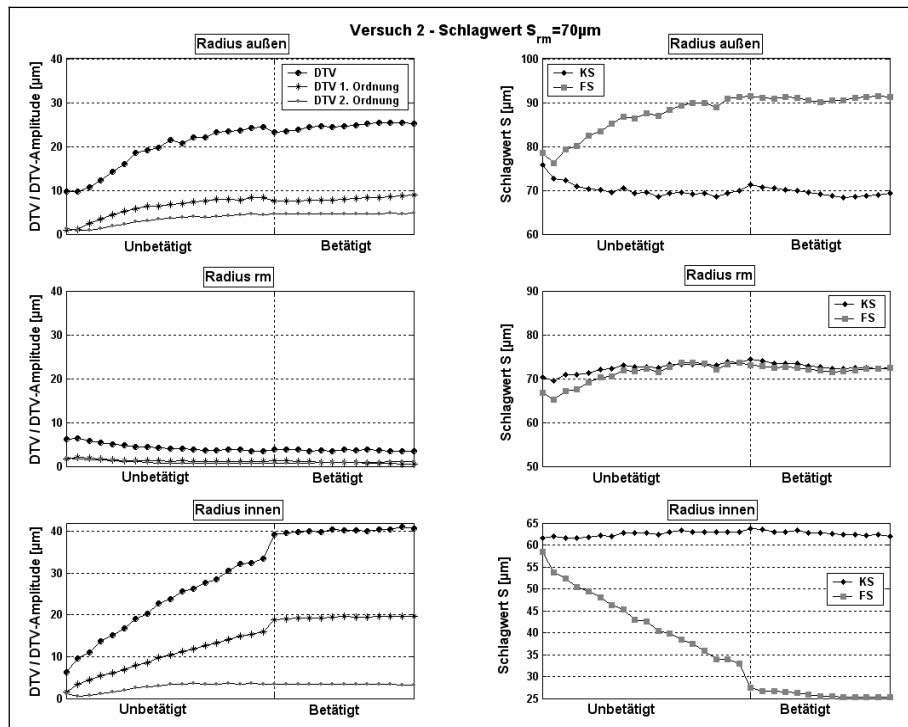


Abbildung 11-4: Versuch 2: DTV, DTV 1. + 2. Ordnung + Schlagwerte FS + KS

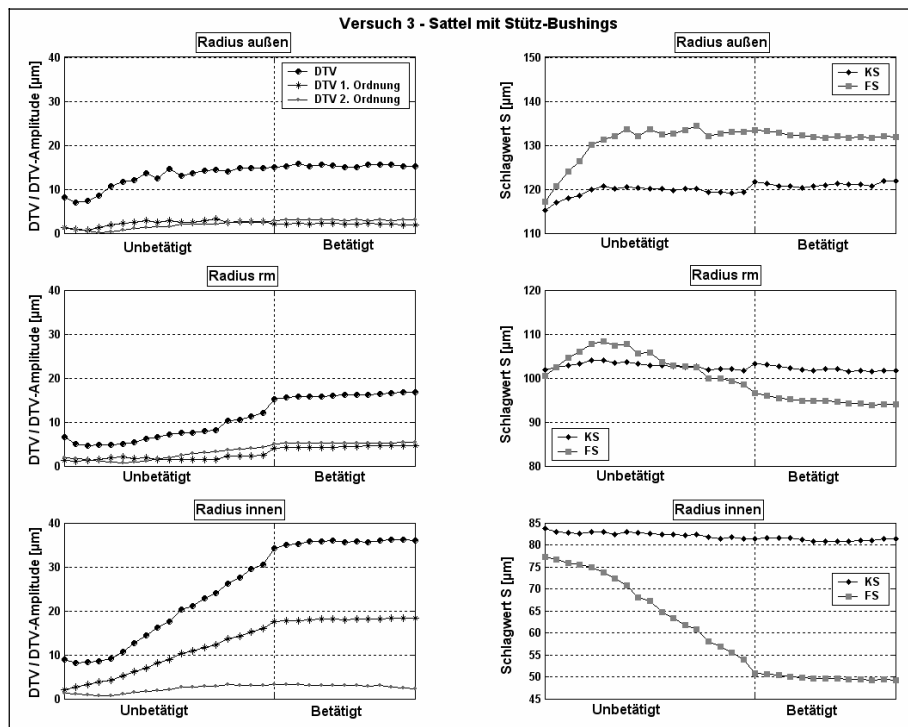


Abbildung 11-5: Versuch 3: DTV, DTV 1. + 2. Ordnung + Schlagwerte FS + KS

## 11.8 Abschätzung Verschleiß bei unbetätigter Bremse in den Abschnitten „Bremse betätigt“

- Maximaler Verschleiß pro Kilometer in Abschnitten „Bremse unbetätigt“:

Mit dem maximalen Verschleiß pro Zyklus  $\Delta V_Z$  zwischen zirka  $0,5 \mu\text{m}$  und  $1,5 \mu\text{m}$  (Fahrstrecke pro Zyklus  $s=50 \text{ km}$ ) ergibt sich für den maximalen Verschleiß pro Kilometer

$$\Rightarrow \frac{\Delta V}{s} = 10 \dots 30 \frac{\text{nm}}{\text{km}}$$

- Beschleunigungsstrecke:

$$s_{\text{Beschl}} = \frac{1}{2} a t^2$$

Mit  $v_{\text{end}} = 100 \text{ km/h}$  und Beschleunigungszeit auf  $100 \text{ km/h}$   $t_{\text{Beschl}} = 12 \text{ s}$  folgt:

$$a = \frac{v_{\text{end}}}{t_{\text{Beschl}}} = \frac{27 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{12 \text{ s}} = 2,3 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$\Rightarrow s_{\text{Beschl}} = \frac{1}{2} \cdot 2,3 \cdot 144^2 \text{ m} = 165,5 \text{ m}$$

- Kühlstrecke:

$$s_{\text{Kühl}} = v_{\text{Kühl}} \cdot t_{\text{Kühl}} \quad , \text{ mit } v_{\text{Kühl}} = 6 \text{ km/h und } t_{\text{Kühl}} = 5 \text{ min}$$

$$\Rightarrow s_{\text{Kühl}} = \frac{5 \text{ min}}{60 \text{ h}} \cdot 6 \text{ km/h} = 500 \text{ m}$$

- Gesamtstrecke bei unbetätigter Bremse:

Ein Abschnitt „Bremse betätigt“ besteht aus 15 Zyklen mit je 10 Bremsungen und einer Kühlphase.

$$\Rightarrow s_{\text{ges, unbet}} = 15 \cdot s_{\text{Kühl}} + 150 \cdot s_{\text{Beschl}} = 7,5 \text{ km} + 25 \text{ km} = 32,5 \text{ km}$$

- Der Verschleiß bei unbetätigter Bremse in den Abschnitten „Bremse betätigt“ beträgt somit (mit  $\Delta V_Z = 1,5 \mu\text{m}$ ):

$$\Delta V_{\text{unbet}} = 32,5 \text{ km} \cdot 30 \text{ nm/km} = 975 \text{ nm} \approx 1 \mu\text{m}$$

## 12 Literaturverzeichnis

- Abdelhamid, M. K.: Brake judder analysis: case studies; SAE-Paper, 972027; 1997
- Abdelhamid (2), M. K.: Brake judder analysis using transfer functions; SAE-Paper, 973018; 1997
- Augsburg, K.;  
Brunner, H.;  
Grochowicz, J.: Untersuchungen zum Rubbelverhalten von Pkw-Schwimmsattelbremsen; Automobiltechnische Zeitschrift, Jahrgang 101, Heft 1, S. 22-30 1999
- Ballinger, Robert S. Disc Brake Corner System Modeling and Simulation SAE-Paper, 1999-01-3400, 1999
- Beitz, W.;  
Grothe, K.-H. DUBBEL – Taschenbuch für den Maschinenbau; 18. Auflage. Springer-Verlag Berlin. 1995
- Bieräugel, Dieter;  
Marianu, Vlad;  
Störzel, Karl Faustsattel-Scheibenbremsen. Zukunftsorientierte Lösungen für Personen- und Nutzkraftwagen, Sonderdruck aus Automobiltechnische Zeitschrift Nr.9 und 10, 1981
- Börjesson, M.;  
Eriksson, P.;  
Kuylenstierna, C.;  
Nilsson P. H.  
Hermansson, T. The role of friction films in automotive brakes subjected to low contact forces, IMechE 1993, C444/026/93, S. 259-267
- Boulahbal, D.;  
Pankau, J. Studie zum Übertragungsverhalten von Fahrwerken: Fahrzeugvibrationen und Lenkraddreherschwingungen durch Reifenungleichförmigkeiten und Bremsenrubbeln, XXIV. Internationales  $\mu$ -Symposium – Bremsen-Fachtagung, 10./11. September, Bad Neuenahr, VDI-Fortschritt-Berichte Reihe 12 Nr. 575, Düsseldorf: VDI-Verlag; 2004, S. 33-56
- Brecht, Jörg Materialeigenschaften von Bremsbelägen, XXIII. Internationales  $\mu$ -Symposium – Bremsen-Fachtagung, 24./25. Oktober, Bad Neuenahr, VDI-Fortschritt-Berichte Reihe 12 Nr. 556, Düsseldorf: VDI-Verlag; 2003, S. 1-23
- Breuer, B./Bill K. H. (Hrsg.) Bremsenhandbuch – Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik; 1. Auflage, Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2003
- Brooks, P. C.;  
Barton, D. C.;  
Crolla, D. A.;  
Lang, A. M.: A study of disc brake judder using a fully coupled thermomechanical finite element model; FISITA-Paper, 945042; 1994

- Bühl, A.; Zöfel, P. SPSS für Windows Version 6.1 - Praxisorientierte Einführung in die moderne Datenanalyse. Addison-Wesley Publishing Company Addison-Wesley Publishing Company, Bonn, Paris, 1995
- Burckhardt, M. Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen, Hrsg. Reimpell, J., 1. Auflage, Vogel Verlag, Würzburg, 1991
- Crolla, D. A.;  
Lang, A. M. Brake Noise and Vibration - The State of the Art. Proceedings of the 17th Leeds-Lyon Symp. on Tribology, S. 165-174, 1991
- Dante, R. C.;  
Navire, C. A Basic Overview on Brake Disc Wear, SAE-Paper 2002-01-2184, 2002
- Dennis, G.;  
Senigo, R.: Relationship of the transfer film formed under low pressure drag conditions and torque variation, SAE-Paper, 982255, S. 91-104, 1998
- Doi, K.;  
Mibe, T.;  
Matsui, H.;  
Tamasho, T. K.: Brake judder reduction technology - brake design technique including friction material formulation. JSAE Rev.;21(2000)4. Seiten: 497-502, 2000
- Dreilich, L.;  
Pankau, J.;  
Schmelting, H.-J.: Analyse und Optimierung von Bremsscheibendeformationen unter Temperaturbelastung, Automobiltechnische Zeitschrift, Jahrgang 94, Heft 1, S. 34-42, 1992
- El-Butch, Alaa M.,  
Ibrahim; I. M.: Modeling and Analysis of geometrically induced vibration in disc brakes considering contact parameters; SAE-Paper 1999-01-0143; 1999
- Engel, Hans Georg Systemansatz zur Untersuchung von Wahrnehmung, Übertragung und Anregung bremserrerger Lenkunruhe in Personenkraftwagen; VDI-Fortschritt-Berichte Reihe 12 Nr. 354, Düsseldorf: VDI-Verlag; 1998
- Engel(2), H. G.;  
Bachmann, T.;  
Eichhorn, U.;  
Saame, C.: Dynamic behaviour of brake-disc geometry as cause of brake judder; Proceedings of the 4th EAEC International Conference on Vehicle and Traffic System Technology, Volume 1; S. 465-481; Strasbourg, France; 1993
- Eggleston, Dr. D. Cold Judder, Eurac, Technical Bulletin 00029711, Precision Disc Castings Ltd. Technical Bulletin Series, <http://www.eurac-group.com/technote4.htm>, 1999, Zugriff 14.08.2005



- Grochowicz, Jaroslaw      Experimentelle und theoretische Untersuchungen zu Bremsdruck- und Bremsmomentenschwankungen an Pkw-Scheibenbremsen; Dissertation, Technische Universität Dresden; 1997
- Haigh, M. J.;  
Smales, H.;  
Abe, M.:      Vehicle judder under dynamic braking caused by disc thickness variation; IMechE, C444/022/93; 1993
- Herkenrath, Dirk      Bremsmomentenschwankungen infolge Unebenheiten der Bremsscheibe bei Pkw-Bremsen, Dissertation, RWTH Aachen, IKA - Institut für Kraftfahrwesen Aachen, Schriftenreihe Automobiltechnik, 2005
- Hodges, T.;  
Dlugosch, F.-J.      Entwicklung einer Methode zur Untersuchung von Bremsen-Kaltrubbeln; Automobiltechnische Zeitschrift, Jahrgang 103, S. 70-72; 2001
- Hohmann, Christian      Simulation von Verschleiß an Scheibenbremsbelägen; Shaker Verlag, Aachen, 1999
- Inoue, H.      Analysis of Brake Judder caused by Thermal Deformation of Brake Disc Rotor, SAE-Paper, 865131, 1986
- Jacobsson, Helena      Analysis of Brake Judder by use of Amplitude Functions; SAE-Paper, 1999-01-1779; 1999
- Jacobsson, Helena      High Speed Disc Brake Judder- The Influence of Passing Through Critical Speed; Proceedings of EUROMECH, 2nd European Nonlinear Oscillations Conference, Prague, Vol. 2; 1996
- Jacobsson, Helena      Wheel Suspension Related Disc Brake Judder; Proceedings of the 1997 ASME Design Engineering Technical Conferences, ASME Paper DETC97/VIB-4165; 1997
- Kakihara, K.  
Matsuzaki, Y.      Technologiefortschritte des ADVICS Festsattels, S. 24-38 aus Breuer, Bert (Ed.), XXIII. Internationales  $\mu$ -Symposium – Bremsen-Fachtagung, 24./25. Oktober, Bad Neuenahr, VDI-Fortschritt-Berichte Reihe 12 Nr. 556, Düsseldorf: VDI-Verlag; 2003
- Kao, T. K.;  
Richmond, J. W.;  
Douarre, A.      Brake disc hot spotting and thermal judder: an experimental and finite element study; International Journal of Vehicle Design, Volume 23, Nr. 3/4; 2000
- Kim, M. G.;  
Jeong, H. I.;  
Yoo, W. S.      Sensitivity analysis of chassis system to improve shimmy and brake judder vibration on steering wheel; SAE-Paper, 960734; 1996

- Kreitlow, W.;  
Schroedter, F.;  
Matthaei, H.:  
Vibration and “Hum” of Disc Brakes under Load, SAE-Paper, 850079, 1985
- Kubota, M.;  
Suenaga, T.;  
Doi, K.  
Study on the mechanism causing high-speed brake judder; SAE-Paper, 980594; 1998
- Lee, K.;  
Dinwiddie, R. B.  
Conditions of frictional contact in disk brakes and their effects on brake judder; SAE-Paper, 980598; 1998
- Leslie, A. C.  
Mathematical Model of Brake Caliper to Determine Brake Torque Variation Associated with Disc Thickness Variation (DTV) Input; SAE-Paper; 2004-01-2777; 2004
- Meyer, Ralf  
Brake Judder - Analysis of the Excitation and Transmission Mechanism within the Coupled System Brake, Chassis and Steering System, SAE-Paper, 2005-01-3916, 2005
- Oehl, Karl-Heinz;  
Paul, Hans-Günther  
Bremsbeläge für Straßenfahrzeuge- Entwicklung und Erprobung; verlag moderne industrie AG & Co., Landsberg/Lech, 1990
- Okamura, Toshikazu;  
Hasegawa, Kiyoshi;  
Herai, Junji  
High-Precision Brake Discs to Reduce Judder, SAE-Paper, 2005-01-3924, 2005
- Park(1), Hyun Dal;  
Kim, Seong Jin;  
Lee, Jae Young;  
Oh, Jung Seoak  
Lim, Jong Dae;  
Chi, Tae Soo  
Compatibility Between Brake Discs and Friction Materials in DTV Generation and Recovery Test, SAE-Paper; 2005-01-3918; 2005
- Park(2), Y.;  
Kim, S. K.;  
Yoo, Y. I.  
Parametric study on sensitivity of suspension to brake judder using multi-body dynamics model; 32nd ISATA, Proceedings: Automotive Mechatronics Design and Engineering, Nr: 99ME023; 1999
- Popper, Karl  
Logik der Forschung; Mohr Siebeck, Tübingen, 2005
- Scheffler, Eberhard  
Statistische Versuchsplanung und -auswertung; 3. Auflage, Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Stuttgart, 1997

- Schittenhelm, Helmut  
Rubbellobustes Bremsendesign – ein integraler Bestandteil des robusten Fahrwerksdesigns; Bundesministerium für Bildung, Wissenschaft, Forschung und Technologie; Abschlussbericht; Förderkennzeichen: 13N7177/8; Verbundprojekt: Erkennen, Nutzen und Vermeiden nichtlinearer dynamischer Effekte, Teilvorhaben Bremsenrubbeln; 2001
- Schmalfuß, Christiane;  
Wedig, Walter;  
Ams, Alfons  
Nichtlineare Oberflächenmodelle der Bremsscheibendynamik, Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik 80 (2000) Suppl. 2 S. 299-300
- Schmalfuß, Christiane  
Theoretische und experimentelle Untersuchungen von Scheibenbremsen, VDI-Fortschritt-Berichte Reihe 12 Nr. 494, VDI-Verlag; 2002
- Severin, Dietrich  
Klärung der Gesetzmäßigkeiten in technischen Reibpaarungen; [http://www.tu-berlin.de/sfbs/sfb605/bericht/a3\\_bericht.pdf](http://www.tu-berlin.de/sfbs/sfb605/bericht/a3_bericht.pdf), 2001, Zugriff 24.07.2005
- Steffen, Torsten;  
Bruns, Rainer  
Hotspotbildung bei Pkw-Bremsscheiben; Automobiltechnische Zeitschrift, Jahrgang 100, Heft 6; 1998
- Stringham, W.;  
Jank, P.;  
Pfeifer, J.;  
Wang, A.:  
Brake roughness - disk torque variation, rotor distortion and vehicle response; SAE-Paper, 930803; 1993
- Suryatama, D.;  
Stewart, D.J.;  
Meyland, S.C.;  
Hou, I. J.  
Contact Mechanics Simulation for Hot Spots Investigation; SAE-Paper; 2001-01-0035; 2001
- Swift, Richard A.;  
Walmsley, Michael  
Multi-body Dynamic Simulation for the Evaluation of Disc Brake Slide Force, SAE-Paper 2001-01-3131, 2001
- Tamari, Junzo,  
Doi, Kozuhiro,  
Tamasho, Tadashi  
Prediction of Contact Pressure of Disc Brake Pad, Technical Notes/JSAE Review 21 133-144 20004019, <http://www.estech.co.jp/list.pdf/est72.pdf>, 2000, Zugriff 14.08.2005
- Tamasho, T.,  
Doi, K.,  
Hamabe T.,  
Koshimizu, N.  
Technique for reducing brake drag torque in the non-braking mode; JSAE-Review, Volume 21 Nr. 1; 2000

- Tirovich, M.;  
Day, A. J. Disc brake interface pressure distribution, Proc. IMechE Journal of Automobile Engineering, Volume 205, S. 137-146, 1991
- Trepte, Stefan Bewertung von Reibwerkstoffen für Fahrzeugbremsen; Shaker Verlag, Aachen, 2004
- Trutschel, Ralf;  
Heyer, Jens;  
Augsburg, Klaus Simulation des dynamischen Verhaltens konventioneller Bremsanlagen mit pneumatischem Bremskraftverstärker und mechanisch-hydraulischem Bremsassistenten, Tagung brems.tech 2004, München, 09.-10.12.2004
- Unno, Mitsuo;  
Inoue, Mitsuhiro;  
Hara, Yasuhiro Decrease of Friction Coefficient of Disc Pads during Low G Braking after Continuous High G Braking, SAE-Paper 2005-01-3938, 2005
- Valvano Thomas,  
Lee, Kwangjin An Analytical Method to Predict Thermal Distortion of a Brake Rotor, SAE-Paper, 2000-01-0445, 2000
- Vries, A. de;  
Wagner, M. The brake judder phenomenon; SAE-Paper, 920554; 1992
- Wang, N. The evolution of pad guided disc brake caliper; SAE-Paper, 940332; 1994
- Woisetschlaeger, E. Reparaturproblem Bremsenrubbeln; Autohaus; 1992
- Yinsan, C. Restbremsmomente von Scheibenbremsen; Automobil-technische Zeitschrift, Jahrgang 86, Heft 7/8; 1984

**Eigene Veröffentlichungen:**

- Schumann, Marcus;  
Olms, Hans Modell zur Beschreibung der Scheibenverschleißentwicklung im Fahrbetrieb, Tagung brems.tech 2004, München, 09.-10.12.2004
- Schumann, Marcus;  
Winner, Hermann Analysemethode zur Beurteilung des ungleichförmigen Bremsscheibenverschleißes an Pkw-Scheibenbremsen, S. 35-67 in Breuer, Bert (Ed.), XXVI. Internationales  $\mu$ -Symposium – Bremsen-Fachtagung, 16./17. Juni, Bad Neuenahr, VDI-Fortschritt-Berichte Reihe 12 Nr. 620, Düsseldorf: VDI-Verlag; 2006

**Betreute Studien- Diplomarbeiten zum Thema:**

Beer, Mark	Validierung eines Simulationsmodells einer Pkw-Schwimmsattelbremse, Studienarbeit; Fachgebiet Fahrzeugtechnik, Technische Universität Darmstadt, 2005
Berraondo, Koldo	Untersuchungen zur Entstehung von Brems Scheibendickenschwankungen; Diplomarbeit; Fachgebiet Fahrzeugtechnik, Technische Universität Darmstadt, 2002
Fischer, Michael	Aufbau eines Simulationsmodells einer Pkw-Schwimmsattelbremse zur Untersuchung der Kontaktkräfte zwischen Bremsbelägen und –scheibe, Studienarbeit; Fachgebiet Fahrzeugtechnik, Technische Universität Darmstadt, 2004
Lucas-Melcher, Henrik	Aufbau, Inbetriebnahme und Verifikation eines Messsystems zur Beschreibung der Verschleißentwicklung einer Pkw-Brems Scheibe; Diplomarbeit; Fachgebiet Fahrzeugtechnik, Technische Universität Darmstadt, 2005
Ortlieb, Jan	Validierung eines Ansatzes zur Untersuchung der Einflüsse auf die Entstehung von Brems Scheibendickenschwankungen, Diplomarbeit, Fachgebiet Fahrzeugtechnik, Technische Universität Darmstadt, 2005
Rückert, Sven	Entwicklung eines Prüfzyklus zur Beurteilung der Verschleißvorgänge in Pkw-Radbrem sen in Bezug auf niederfrequente brems erregte Schwingungen, Diplomarbeit, Technische Universität Darmstadt, 2005
Seifert, Jan	Parametervariation an einem Simulationsmodell einer Pkw-Schwimmsattelbremse zur Untersuchung der Einflussfaktoren auf den Belag-Scheibe-Kontakt, Diplomarbeit, Technische Universität Darmstadt, 2005

**Unveröffentlichte Quellen:**

Continental Automotive Systems	Versuchsspezifikation SMP-Betriebssimulation, DTV-Erzeugung zur Bremsbelagvorauswahl; Spez.-Nr.: 3-91104-37, Ändziff.: 1, Frankfurt, 2001
Schumann, Marcus	Untersuchungen zur Entstehung, Übertragung und Ausprägung Fachgebiet Fahrzeugtechnik, Technische Universität Darmstadt, von Bremsenrubbeln, 1. Milestone-Bericht, FZD-Bericht 282/02,2002, unveröffentlicht

- |                  |  |
|------------------|--|
| Schumann, Marcus | Untersuchungen zur Entstehung, Übertragung und Ausprägung von Bremsenrubbeln, 2. Milestone-Bericht, FZD-Bericht 290/03, Fachgebiet Fahrzeugtechnik, Technische Universität Darmstadt, 2003, unveröffentlicht |
| Schumann, Marcus | Untersuchungen zur Entstehung, Übertragung und Ausprägung von Bremsenrubbeln, 3. Milestone-Bericht, FZD-Bericht 295/03, Fachgebiet Fahrzeugtechnik, Technische Universität Darmstadt, 2003, unveröffentlicht |
| Schumann, Marcus | Untersuchungen zur Entstehung, Übertragung und Ausprägung von Bremsenrubbeln, 4. Milestone-Bericht, FZD-Bericht 298/04, Fachgebiet Fahrzeugtechnik, Technische Universität Darmstadt, 2004, unveröffentlicht |
| Schumann, Marcus | Untersuchungen zur Entstehung, Übertragung und Ausprägung von Bremsenrubbeln, Abschlussbericht, FZD-Bericht 303/05, Fachgebiet Fahrzeugtechnik, Technische Universität Darmstadt, 2005, unveröffentlicht     |

# Lebenslauf

Dipl.-Ing. Marcus Schumann  
Am blauen Garten 17  
55246 Mainz-Kostheim

Geburtsdatum, -ort	09.02.1974, Wiesbaden-Sonnenberg
Familienstand	ledig
Staatsangehörigkeit	deutsch

## Schule, Zivildienst

1981 – 1984	Grundschule in Ginsheim-Gustavsburg
1984 – 1993	Gymnasium Am Kurfürstlichen Schloss, Mainz Abschluss Abitur
07/1993 – 09/1994	Zivildienst: Arbeiter-Samariter-Bund, Mainz-Kostheim, Rettungsdienst

## Studium

10/1994 – 08/2001	Technische Universität Darmstadt Allgemeiner Maschinenbau Abschluss Diplom
-------------------	--

## Berufstätigkeit

08/2001 – 02/2006	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt
seit 03/2006	Versuchingenieur bei der Fa. Continental Automotive Systems in Frankfurt am Main im Bereich Produktentwicklung Elektrische Parkbremse

Mainz-Kostheim, den 23.08.2006